

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

**Теплообмінники теплових схем паротурбінних установок**  
**Частина I. Поверхневі теплообмінники**

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського  
як навчальний посібник для студентів,  
які навчаються за спеціальністю 144 «Теплоенергетика»,  
спеціалізацією «Теплові електричні станції та установки»*

Київ  
КПІ ім. Ігоря Сікорського  
2018

**Теплообмінники теплових схем паротурбінних установок.** Ч.І. Поверхневі теплообмінники [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 144 «Теплоенергетика», спеціалізації «Теплові електричні станції та установки»/ Л.О.Кесова, Ю.М.Побіровський; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 2,11 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 115 с.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол № 8 від 19.04.2018 р.)  
за поданням Вченої ради факультету (протокол № 3 від 21 грудня 2017 р.)*

Електронне мережне навчальне видання

## **Теплообмінники теплових схем паротурбінних установок**

### **Частина І. Поверхневі теплообмінники**

Укладачі: *Кесова Л.О., д.т.н., проф.*  
*Побіровський Ю.М., к.т.н., доц.*

Рецензенти: *Штефан Є.В., д.т.н., проф., зав. каф. машинобудування,  
стандартизації та сертифікації обладнання, Національного  
університету харчових технологій.*  
*Гончар В.К., к.т.н., доц., директор Центру підвищення  
кваліфікації «Міненерговугілля»*

Відповідальний редактор *Меренгер П., ст. викладач*

У навчальному посібнику наведено конструкції та характеристики станційних теплообмінників теплових схем турбоустановок теплових електростанцій (підігрівачів високого й низького тиску, випарників, мережних підігрівачів), методи теплового й гідравлічного розрахунків, а також розрахунки на міцність.

У додатках надано основні конструктивні та режимні характеристики теплообмінників, наведено приклади їх розрахунку.

Посібник призначений для студентів спеціальності 144 Теплоенергетика спеціалізації «Теплові електричні станції та установки», може бути корисним для інженерно-технічних працівників електростанцій.

© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018

## ЗМІСТ

Зміст	3
Умовні позначення, скорочення, індекси	5
Вступ	7
1. Теплообмінники турбінних установок теплових електростанцій	8
1.1 Регенеративні підігрівачі	8
1.2 Мережні підігрівачі	13
1.3 Випарники та пароперетворювачі	16
Питання до розділу.	19
2. Тепловий і гідравлічний розрахунок регенеративних і мережних підігрівачів	20
2.1 Загальні положення	20
2.2 Коефіцієнт теплопередачі та площа поверхні теплообміну	22
2.3 Тепловіддача при конденсації пари	23
2.4 Тепловіддача при вимушеній течії рідини.	26
2.4.1 Рух теплоносія усередині каналів (труб).	26
2.4.2 Рух теплоносія при зовнішнім обтіканні без зміни агрегатного стану	28
2.4.3. Визначення коефіцієнта теплопередачі	30
2.5 Визначення конструктивних розмірів теплообмінників	33
2.6 Гідравлічний розрахунок теплообмінників	35
2.7. Перевірочні розрахунки та характеристики підігрівачів	37
Питання до розділу.	38
3. Тепловий розрахунок поверхневих випарників вертикального типу	39
Питання до розділу.	42
4. Розрахунки на міцність елементів теплообмінників	44
4.1 Особливості розрахунку на міцність окремих елементів	44
4.1.1 Розрахунок циліндричних тонкостінних елементів	46
4.1.2 Розрахунок опуклих днищ та кришки	48
4.1.3 Розрахунок плоских днищ	51
4.1.4 Розрахунок трубних дошок	52
4.2 Теплообмінники з <i>U</i> -образними трубкам	53
4.3 Теплообмінники із прямими трубками	55
4.3.1 Теплообмінники з «плаваючою камерою»	55
4.3.2 Теплообмінники із двома фіксованими трубними дошками	58
4.4 Особливості розрахунку фланцевих з'єднань	60
4.4.1 Розрахунок кріпильних деталей	61
4.4.2 Розрахунок фланців різних типів	62
Питання до розділу.	64
Додатки	65
Додаток А. Технічні характеристики теплообмінників теплових схем	66

турбоустановок.

Додаток Б. Коефіцієнти для теплового та гідравлічного розрахунків. 76

Додаток В. Тепловий розрахунок підігрівача високого тиску типу ПВ з  
вбудованими охолоджувачами пари та дренажу. 79

Додаток Г. Методика розрахунку випарної установки. 97

Додаток Д. Приклад розрахунку на міцність елементів випарника. 106

Список використаної та рекомендованої літератури 115

## УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ, СКОРОЧЕННЯ, ІНДЕКСИ

Умовні позначення:

$a$	– коефіцієнт температуропровідності, $\text{м}^2/\text{с}$
$c_p$	– теплоємність води при сталому тиску, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ , $\text{МДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$
$D$	– витрата пари, $\text{кг}/\text{с}$
$d$	– діаметр, $\text{м}$ , $\text{мм}$
$d, \varnothing$	– діаметр, $\text{мм}$ , $\text{м}$
$E$	– модуль пружності матеріалу
$F, f$	– площа поверхні, площа живого перетину, $\text{м}^2$
$G$	– витрата води, $\text{кг}/\text{с}$ , $\text{т}/\text{год}$ ;
$g$	– прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$
$H$	– висота, $\text{м}$
$h$	– ентальпія пари, води, $\text{кДж}/\text{кг}$ ; висота, $\text{м}$
$K$	– коефіцієнт
$k$	– коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$
$L, l$	– довжина, визначальний розмір, $\text{м}$
$n, N$	– кількість, од.
$Nu$	– критерій Нуссельта
$P, p$	– тиск. $\text{Па}$ , $\text{МПа}$
$Pr$	– критерій Прандтля
$Q$	– витрата тепла, теплове навантаження, $\text{ГДж}/\text{год}$ , $\text{КДж}/\text{с}$ ;
$q$	– питомий тепловий потік, $\text{Вт}/\text{м}^2$
$R$	– радіус, $\text{м}$
$r$	– теплота пароутворення (конденсації), $\text{кДж}/\text{кг}$
$Re$	– критерій Рейнольдса
$S, s$	– відстань між осями, крок, товщина стінки, $\text{мм}$ , $\text{м}$
$t$	– температура, $^\circ\text{C}$ , $\text{К}$ ;
$u$	– коефіцієнт використання трубної дошки
$U$	– повний (змочений) периметр, $\text{м}$
$V$	– питомий об'єм, $\text{м}^3/\text{кг}$ ;

$w$	– швидкість, м/с
$z$	– коефіцієнт
$\alpha$	– коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
$\delta$	– товщина, мм, м
$\Delta t$	– різниця температур, температурний напір, °С, К
$\Delta p$	– різниця тиску, Па, МПа
$\Delta$	– шорсткість стінки, мм
$\varepsilon$	– виправлення до коефіцієнта тепловіддачі; зміст повітря в парі; погрішність обчислень
$\xi$	– коефіцієнт опору
$\eta$	– коефіцієнт корисної дії; коефіцієнт заповнення трубної дошки, %
$\lambda$	– коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м К)
$\mu$	– коефіцієнт динамічної в'язкості, кг/(м·с)
$\nu$	– коефіцієнт кінематичної в'язкості, м <sup>2</sup> /с
$\rho$	– щільність, кг/м <sup>3</sup>
$\sigma$	– допустима напруга
$\varphi$	– коефіцієнт, коефіцієнт міцності
$\vartheta$	– недогрів, °С, К
$\Psi$	– поправочний коефіцієнт

#### Скорочення:

АЕС – атомна електрична станція; ВП – власне підігрівач; КЕС – конденсаційна електрична станція; ОД – охолоджувач дренажу; ОП – охолоджувач пари; ПВТ – підігрівач високого тиску; ПНТ – підігрівач низького тиску; ПС(М)В – підігрівач сітьовий (мережний) вертикальний; ПС(М)Г – підігрівач сітьовий (мережний) горизонтальний; ПТУ – паротурбіна установка; ТЕС – теплова електрична станція; ТЕЦ – теплоелектроцентрально.

#### Індекси:

$\delta$  – більший;  $в$  – вода;  $вих$  – вихід;  $вн$  – внутрішній;  $вп$  – випарник;  $вх$  – вхід;  $доп$  – допустима;  $др$  – дренаж;  $е$  – еквівалентний;  $жв$  – живильна вода;  $з$  – зовнішній;  $забр$  – забруднення;  $зв$  – зв'язки;  $к$  – конденсат;  $кр$  – корпус;  $квп$  – конденсат випарника;  $кип$  – кипіння;  $кол$  – колектор;  $м$  – менший;  $макс$  – максимальний;  $мін$  – мінімальна;  $н$  – насичення;  $нав$  – наведений;  $нак$  – накип;  $од$  – охолоджувач дренажу;  $оп$  – охолоджувач пари;  $п$  – пара;  $пл$  – плівка;  $пп$  – попередній;  $прот$  – протиток;  $p$  – розрахунковий;  $c$  – стислий;  $сер$  – середнє;  $ст$  – стінка;  $t$  – трубка;  $тр$  – трубна дошка;  $ш$  – шпилька.

## Вступ

В сучасній теплоенергетиці підвищення ефективності циклів паротурбінних установок за рахунок підняття початкових параметрів має обмеження. На діючих ТЕС розглядається питання по зниженню витрат на власні потреби для підвищення корисної дії циклів ТЕС та АЕС. Це можливо за рахунок використання сучасних теплообмінних апаратів та їх ефективних режимів роботи. Теплообмінні апарати енергоустановок являють собою великогабаритне, металоємне та коштовне обладнання, яке суттєво може визначати ефективність та надійність ТЕС в цілому [1-3].

Навчальний посібник призначений для студентів спеціальності «Теплоенергетика» спеціалізації «Теплові електричні станції та установки», які вивчають дисципліни «Тепло – і масообмінні апарати ТЕС та АЕС», «Теплові та атомні електростанції та установки», «Теплові та атомні електростанції», виконують курсові роботи та дипломні проекти з цієї спеціальності.

У посібнику приведені основні технічні характеристики поверхневих станційних теплообмінників, а саме: регенеративних підігрівачів, пароохолодників і охолоджувачів дренажу, мережних підігрівачів, випарників (пароперетворювачів) та питання щодо їх теплового та гідравлічного розрахунку.

Теоретичні викладки підкріплюються тепловими (конструктивними й перевірочними), гідравлічними розрахунками й розрахунками елементів на міцність теплообмінників. Наведено основні технічні характеристики серійних теплообмінних апаратів, що випускаються промисловістю.

## РОЗДІЛ 1

### Теплообмінники турбінних установок теплових електростанцій

У турбінних установках теплових електростанцій (ТЕС) для здійснення технологічного процесу й підвищення теплової економічності широко застосовуються різного роду теплообмінники: регенеративні підігрівачі живильної води й основного конденсату, підігрівачі мережної води (бойлери), випарники та пароперетворювачі, підігрівачі сирови й хімічної води, охолоджувачі пари й охолоджувачі дренажу.

Теплоносієм, що нагріває, у всіх цих теплообмінників є пара, що конденсується (в охолоджувачах дренажу – конденсат пари, в охолоджувачах пари – перегріта пара), а теплоносієм, що нагрівається – вода, і тому перераховані теплообмінники мають багато спільного.

Конструювання теплообмінників складається з декількох етапів [3-5]:

- вибір технологічної схеми теплообмінника;
- тепловий розрахунок з визначенням поверхні нагрівання й конструктивних розмірів;
- розробка конструкції й проведення перевірочних розрахунків теплообмінника на міцність;
- гідравлічний розрахунок теплообмінника.

#### 1.1. Регенеративні підігрівачі

Регенеративні підігрівачі розділяються на підігрівачі високого (ПВТ) і низького (ПНТ) тиску. Підігрівачі високого тиску призначені для регенеративного підігріву живильної води та встановлюються на напірній стороні живильних насосів між деаератором і парогенератором, вони працюють при порівняно високих параметрах по парі та живильній воді: тиск живильної води (15,0 – 38,0) МПа; температура – від 150 до 280 °С, тиск пари (1,0 – 7,0) МПа, температура пари – до 500 °С [1-3].



Підігрівачі низького тиску призначені для підігріву основного конденсату турбін і встановлюються на напірній стороні конденсатних насосів між конденсатором і деаератором підвищеного тиску, вони працюють при порівняно низьких параметрах пари та конденсату: тиск конденсату до 2,5 МПа, температура – до 160 °С, тиск пари до 0,7 МПа, температура – до 400 °С [3,4].

Для ПВТ застосовуються різноманітні конструктивні схеми. У вітчизняній енергетиці в основному застосовуються підігрівачі високого тиску вертикального типу з горизонтальними одинарними або подвійними спіралями, кінці яких приварені до вертикальних розподільчих і збірних колекторів (Рис. 1.1). Спіралі розташовуються одна над другою по висоті й утворюють 4, або для потужних ПВТ – 6 паралельних секцій. Частина спіралей у підігрівачах виділяється спеціальними кожухами та утворює поверхні нагрівання охолоджувачів пари (у верхній частині підігрівачів) і охолоджувачів дренажу (нижня частина підігрівачів). Таким чином ПВТ, як правило мають, крім власне підігрівача з передачею тепла до води від пари, що конденсується, вбудований охолоджувач пари з передачею тепла від перегрітої пари до води та вбудований охолоджувач дренажу з передачею тепла до води від конденсату пари. В деяких турбоустановках застосовуються винесені охолоджувачі пари й охолоджувачі дренажу [4,6].

Спіральні підігрівачі високого тиску (з подвійною спіраллю) мають порівняно мало зварних стиків у порівнянні з конструкціями, що застосовувалися раніше, а місця приварки спіралей до колекторів легко доступні, що полегшує проведення ремонтів.

На рис. 1.2 наведена конструкція підігрівача високого тиску з нижнім підведенням і відводом живильної води та з виділеними спіралями для зняття перегріву пари і для охолодження дренажу.

У заводському маркуванні підігрівача ПВ означає приналежність його до високого тиску, також вказуються 3 цифри: перша визначає величину поверхні нагрівання в  $\text{м}^2$ , друга – тиск живильної води в  $\text{кгс/см}^2$ , третя – тиск пари у корпусі; наприклад, ПВ–1600–380–66. Основні технічні характеристики підігрівачів високого тиску наведено у табл. А.1 додатку А.

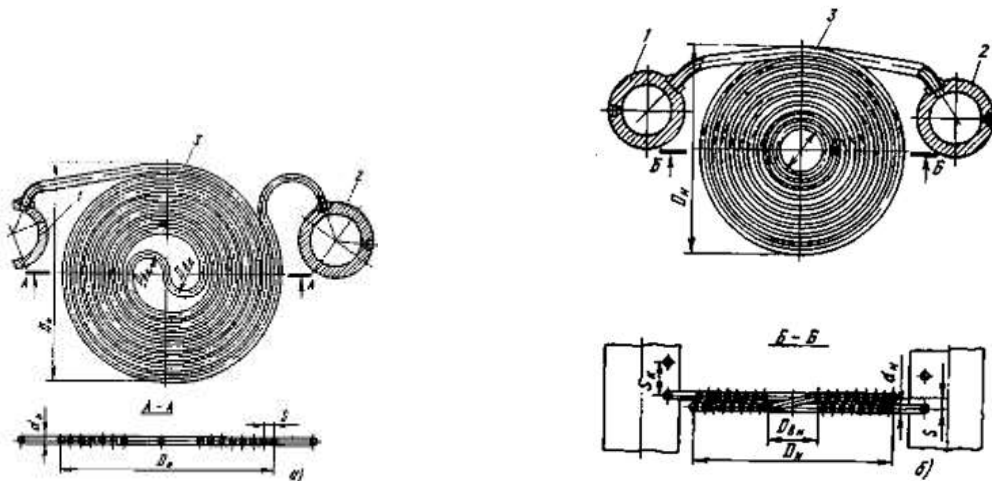


Рис. 1.1 Поверхня ПВТ з спіральних труб:

*a* – одинарна спіраль; *б* – подвійна спіраль; 1 – збірний колектор води; 2 – розподільчий колектор води; 3 – спіральний змієвик.

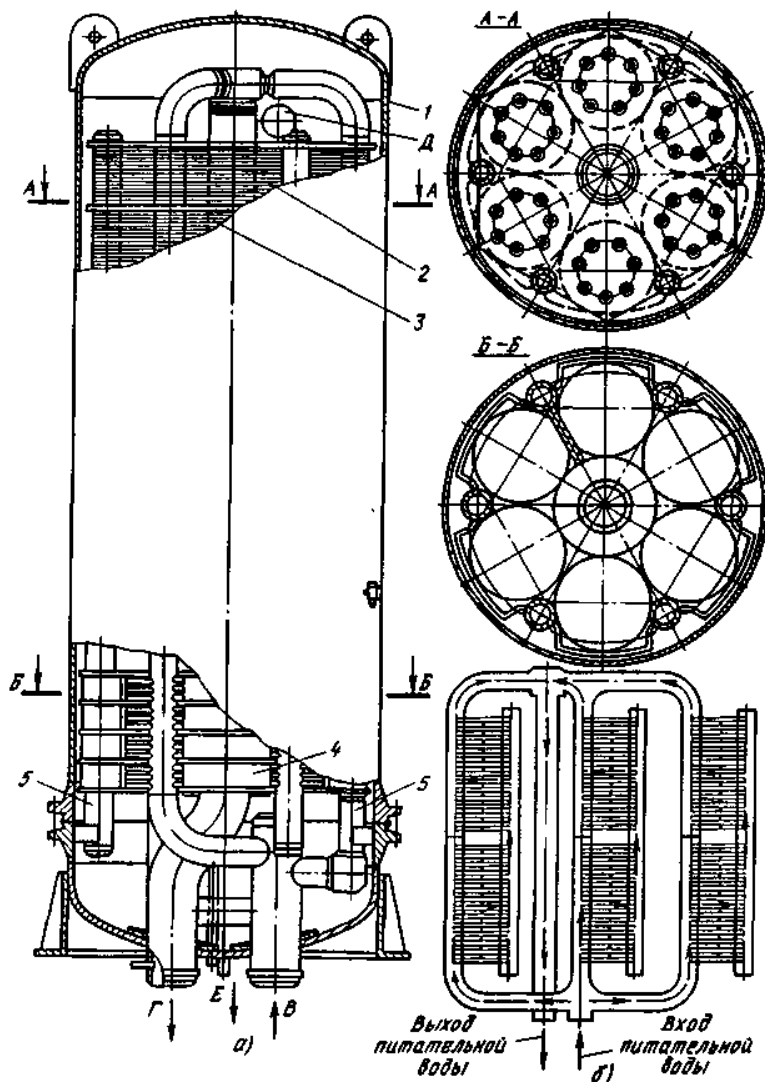
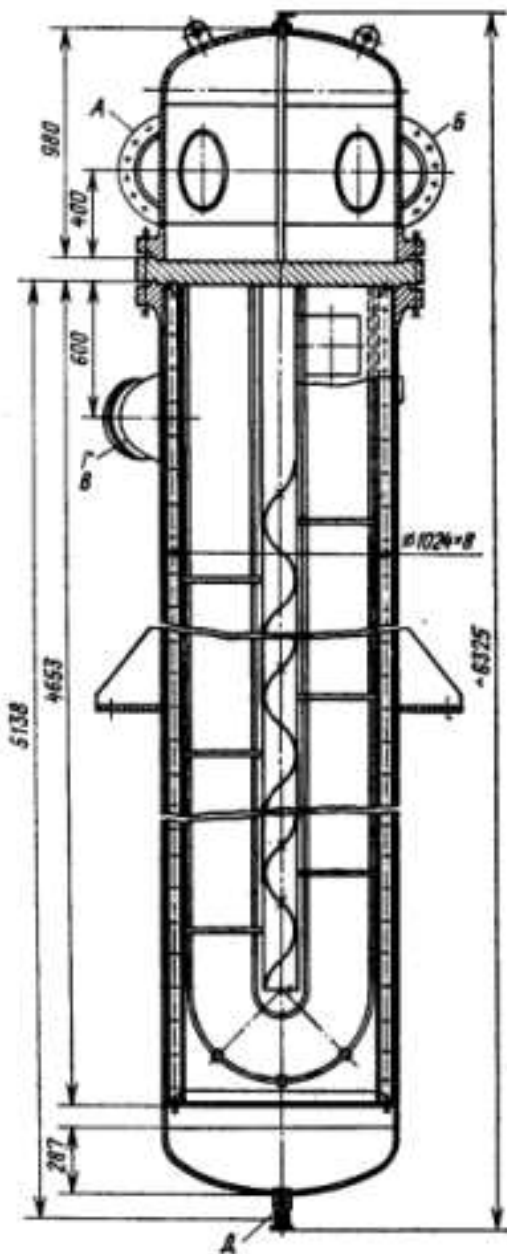


Рис. 1.2. Регенеративний підігрівач високого тиску типу ПВ-1600-380-66 [1,3,5]: *a* – загальний вид; *б* – схема руху води в трубній системі; 1 – корпус; 2 – спіральний змієвик; 3 – перегородки трубої системи; 4 – охолоджувач дренажу; 5 – каркас-колектор трубої системи; В – вхід живильної води; Г – вихід живильної води; Д – вхід пари; Е – відвід конденсату.



По водяній стороні підігрівачі мають два, чотири або шість ходів. ПНТ які використовують пару після промперегріву, можуть мати вбудований охолоджувач пари, поверхня якого утворюється частиною трубного пучка, вкладеного в спеціальний кожух, а також вбудований охолоджувач дренажу [1-3,7].

У маркуванні підігрівачів ПН означає приналежність його до низького тиску, також приведено основні параметри: перша цифра – поверхня нагрівання в  $\text{м}^2$ , друга цифра – тиск конденсату,  $\text{кгс/см}^2$ , третя цифра – тиск пари,  $\text{кгс/см}^2$ ; наприклад, ПН-400-26-7. Основні технічні характеристики підігрівачів низького тиску наведено у табл. А.2 додатку А.



В теплових схемах турбоустановок, також використовуються виносні охолоджувачі конденсату. На рис. 1.4 наведена конструкція вертикального охолоджувача типу ОВ-150-3А, але є й охолоджувачі горизонтального типу [2,3].

Основні технічні дані по виносних охолоджувачах конденсату наведено у табл. А.3 додатку А.

Рис.1.4 Охолоджувач дренажу ОВ-150-3А [2]:

А, Б – вхід і вихід нагріваємого конденсату;  
В, Г – вхід і вихід охолоджуваного дренажу;  
Д – дренажування охолоджувача.

## 1.2. Мережні підігрівачі

Мережні підігрівачі (бойлери, сітьові підігрівачі) призначені для підігріву мережної води й розділяються на основні, які працюють на парі з тиском до 0,25 МПа, і пікові – з тиском пари до 0,6–0,7 МПа [1,2,7,8].

Мережні підігрівачі виконуються як вертикальними, так і горизонтальними, із трубними дошками та прямими латунними трубками (2 або 4 ходи по воді). Тиск мережної води становить 1,5–2,5 МПа. Конструкцію вертикального мережного підігрівача типу ПСВ наведено на рис. 1.5.

Підігрівачі вертикального типу установлюються з турбоустановками типу Т, ПТ потужністю 25–60 МВт, а також з конденсаційними турбінами, якщо на КЕС є теплофікаційна установка. В схемах з теплофікаційними турбоустановками потужністю 100 МВт та вище використовують мережні підігрівачі великої потужності по теплоті горизонтального типу.

У мережних підігрівачах теплофікаційних турбоустановок Т–250/300–240 використовують трубки з нержавіючої сталі. Конструкція горизонтального мережного підігрівача типу ПСГ–2250 наведена на рис. 1.6. Горизонтальні підігрівачі розташовуються на відмітці поряд з конденсатором турбіни [2,8].

Основні дані мережних підігрівачів вертикального та горизонтального типів наведено у табл. А.4.1 і А.4.2 (додатку А).

У заводському маркуванні мережних підігрівачів ПСВ визначається, що це «подогреватель сетевой вертикальный» з основними характеристиками, наприклад: ПСВ–315–14–23; поверхня нагрівання – 315 м<sup>2</sup>, розрахунковий тиск пари у корпусі – 14 кгс/см<sup>2</sup>, тиск мережної води – 23 кгс/см<sup>2</sup>.

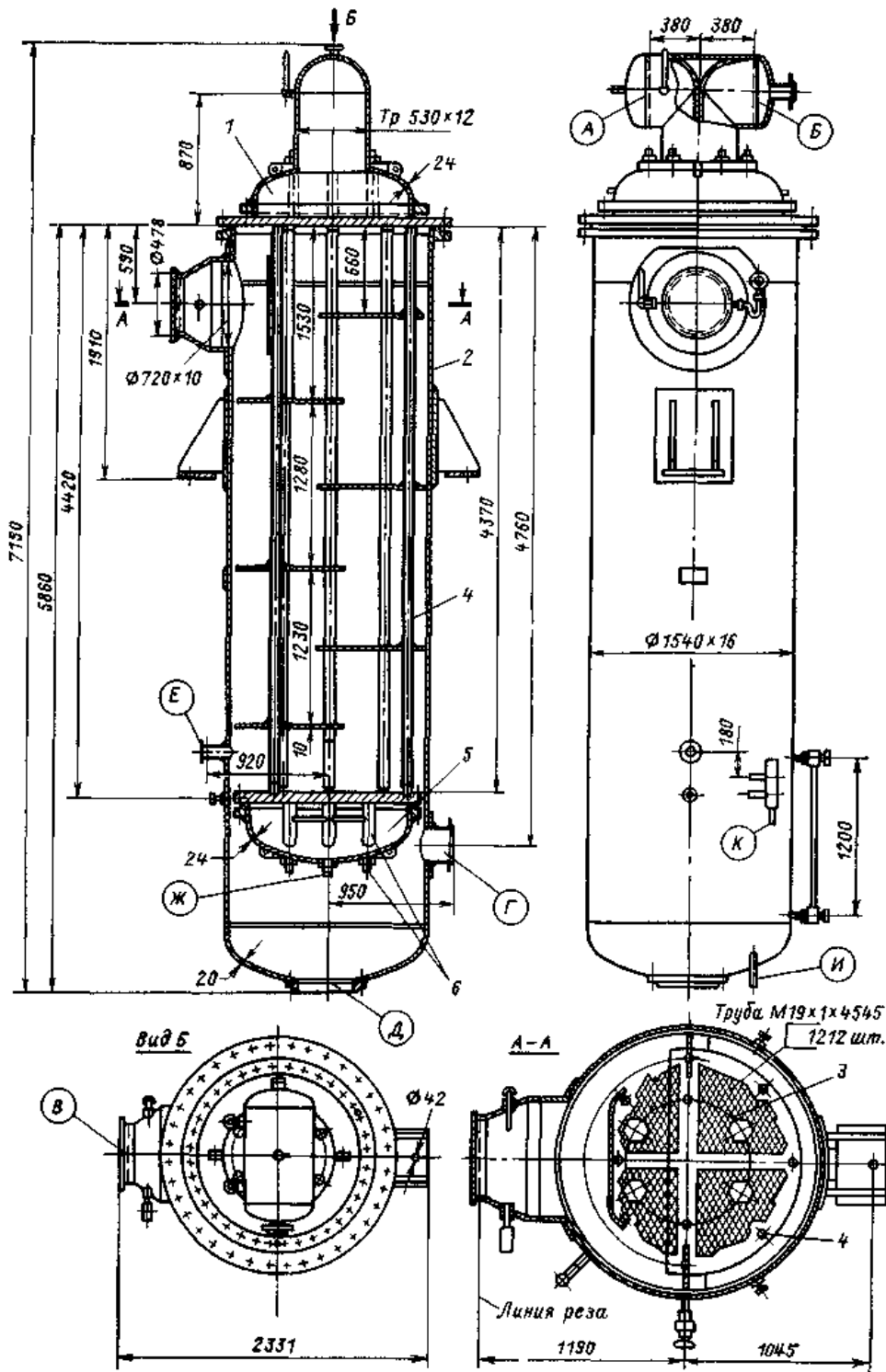


Рис. 1.5. Вертикальний мережний підігрівач типу ПСКВ-315-14-23[1,2,8]:  
 1 – верхня водяна камера; 2 – корпус підігрівача; 3 – трубна система; 4 – анкерні трубки каркасу трубного пучка, 5 – «плаваюча» водяна камера, 6 – анкерні зв'язки трубної дошки; А й Б – патрубки підведення та відведення мережної води, В – підведення пари, Г – підведення дренажу (конденсату пари) від підігрівача з більш високим тиском пари, при каскадному зливі; Д – відвід дренажу з

підігрівача; Е – відвод пароповітряної суміші; Ж – штуцер для зливу мережної води з нижньої («плаваючої») водяної камери; И – штуцер для спуска мережної води на нижнім днищі корпусу підігрівача; К – датчик дистанційного вимірювання рівня дренажу в корпусі підігрівача.

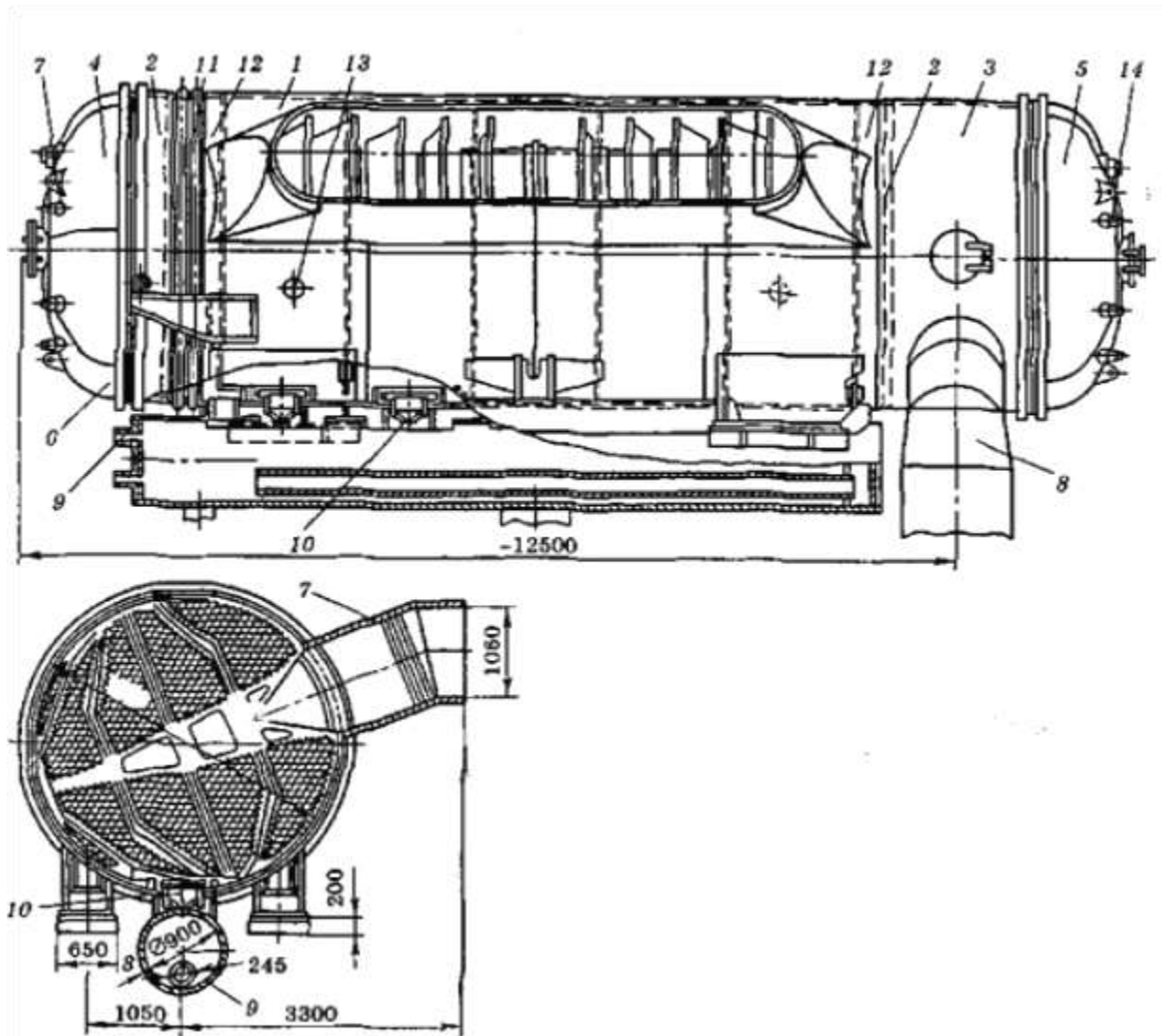


Рис. 1.6. Горизонтальний мережний підігрівач типу ПСГ–5000–3,5–8–1[1,2]:  
 1 – корпус підігрівача; 2 – трубні дошки; 3 – вхідна водяна камера; 4 – поворотна водяна камера; 5 – кришка вхідної водяної камери; 6 – кришка поворотної водяної камери; 7 – підведення пари; 8 – підведення мережної води; 9 – конденсатозбірник; 10 – щілинний патрубок; 11 – лінзовий компенсатор; 12 – сольовий відсік; 13 – відвід пароповітряної суміші; 14 – анкерне з’єднання.

### 1.3. Випарники та пароперетворювачі

Для підготовки додаткової води, що поповнює втрати робочого тіла, на сучасних ТЕС застосовують хімічне знесолення або випарні установки [2].

Випарні установки складаються з випарника, у якому з хімічноочищеної води генерується пара, і конденсатора випарника, у якому отримана пара конденсується.

Для нагрівання у випарнику використовується пара з відбору турбіни, а для охолодження у конденсаторі випарника – основний конденсат турбіни.

Живильною водою для випарника є деаерована в атмосферному деаeratorі хімічноочищена вода. Регулювання подачі живильної води у випарнику здійснюється автоматично живильним клапаном за імпульсом по рівню води. Рівень води у випарнику підтримується постійним. Дистиллят з конденсатора випарника подається перекачувальним насосом в деаератор живильної води. З схемами підключення випарників можна ознайомитися в [1,2].

Схематичний розріз випарника вертикального типу наведений на рис. 1.7. Усередині вертикального зварного корпусу 1 розміщується секція нагрівання 2. До циліндричного корпусу зверху й знизу приварені трубні дошки секції нагрівання, у яких розвальцьовані кип'ятильні труби. Гріюча пара через паропровід 3 вводиться в секцію нагрівання, де обмиває кип'ятильні трубки й конденсується, нагріваючи воду в трубках до кипіння. Конденсат пари через патрубок 8 відводиться з випарника. Для організації руху пари, що гріє, усередині секції установлена направляюча перегородка. Живильна вода надходить через патрубок 5 і попадає на дірчатий лист, на якому підтримується шар води, який визначається виступами опускних труб 7 над дірчатим листом. По опускних трубах вода надходить у водяний простір випарника. У випарнику здійснюється природна циркуляція по контуру – (кільцевий простір – кип'ятильні труби).



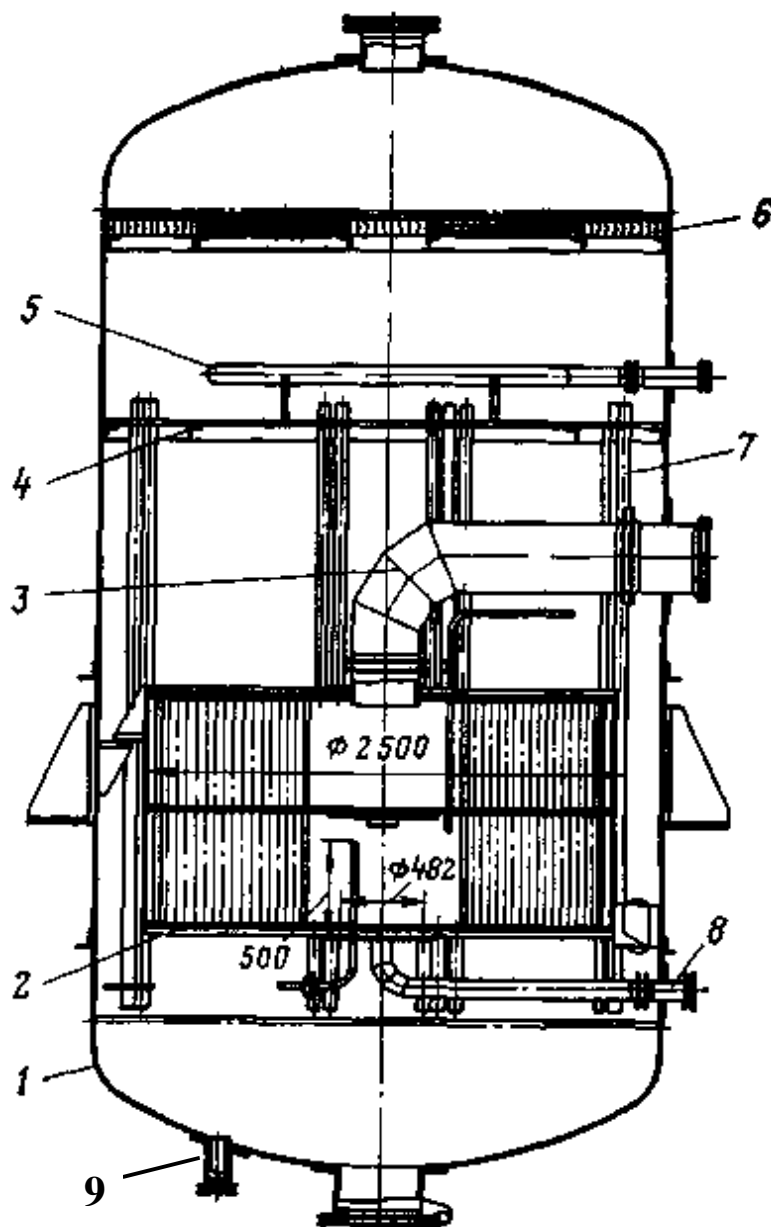


Рис. 1.7. Випарник поверхневого типу [1,9,10]:

1 – корпус; 2 – секція нагрівання; 3 – підведення гріючої пари; 4 – паропромивочний дірчастий лист; 5 – водорозподільний пристрій; 6 – жалюзійний сепаратор; 7 – опускні труби; 8 – відвід конденсату гріючої пари; 9 – дренаж.

Кратність циркуляції у випарнику становить звичайно 80–180. Пароводяна суміш (вологий пар) виходить із кип'ятильних труб і барботує через шар води над верхньою трубною дошкою, надходить у паровий простір випарника, потім, проходячи через отвори дірчатого листа, барботує через шар води над дірчатим

листом. Таке промивання вторинної пари забезпечує її необхідну чистоту. При підвищених вимогах устанавлюється другий дірчатий лист із промиванням пари дистилятом [9,10].

На ТЕЦ з значним відпуском технологічної пари при неповерненні конденсату споживачами виникає необхідність готування більших кількостей додаткової знесоленої води. В таких випадках поряд з хімічним знесоленням можливо застосування випарників [1,10].

Для збільшення виходу дистиляту застосовують багатоступінчасті випарні установки, у яких вторинна пара попереднього ступеня служить гріючою парою для наступного ступеня. У подібних установках, що мають до шести ступенів, можна одержати до 40% дистиляту [1].

У випадку застосування пароперетворювачів, тобто випарників, вторинна пара яких направляється до споживача, конденсат гріючої пари зберігається на ТЕЦ. Пароперетворювачі встановлюються в комплекті з паропаровими перегрівачами.

При застосування пароперетворювальної установки, тиск гріючої пари буде нижче, ніж в установці з безпосереднім відпуском пари з відбору турбіни, що знижує теплову економічність і приводить до перевитрати палива.

Якщо направити потік гарячої води на дросельний пристрій, то за ним ми одержимо пароводяну суміш. У розширниках пароводяна суміш розділяється на пару й воду. Прикладом є розширник продувної води, що при високому тиску й температурі надходить із барабана котла та дроселюється за допомогою голчастого клапана до тиску в розширнику. Розширник продувки з'єднують із деаератором живильної води, тиск понижується з 15,5 МПа до (0,6–0,7) МПа. Випар з розширника продувки надходить у деаератор, а вода – у водоводяний підігрівач сирої води.

Одержання випару з «перегрітої» води застосовують також у випарних установках миттєвого скипання. Для збільшення сумарного випару застосовують декілька ступенів з невеликим перепадом тисків у кожному ступені. Такі установки використовуються для опріснення морської води.

Випарники вертикального типу ТЕС мають позначення И (испаритель), наприклад, И–120–0,6–І. Де: 120 – поверхня нагрівання в  $\text{м}^2$ ; 0,6 – максимальний тиск пари, МПа; І – номер модифікації, якщо є буква А – для використання на АЕС. Випарники И–120 мають продуктивність по вторинній парі від 7,0 до 12,0 т/год, інші – до 13–50 т/год.

Для пароперетворювачів використовуються випарники продуктивністю (30–50) т/год (типу И–1000–1,6–ІІ). Ці пароперетворювачі поставляються з паропаровими перегрівачами.

Основні дані випарників наведені у табл. А.5 додатків.

Питання до розділу:

1. Яке призначення підігрівачів регенеративної (теплової) схеми турбоустановки?
2. Як розподіляються регенеративні підігрівачі по тиску?
3. Де розташовані в тепловій схемі турбоустановки ПВТ і ПНТ?
4. Які особливості конструкції ПВТ?
5. Які особливості конструкції ПНТ?
6. Яке призначення мережних підігрівачів, їх конструктивне виконання?
7. Які особливості конструкції випарників?
8. Для чого використовують пароперетворювачі і особливості їх підключення в теплову схему турбоустановки?

## Розділ 2

### Тепловий і гідравлічний розрахунок регенеративних і мережних підігрівачів

#### 2.1. Загальні положення

Тепловий розрахунок регенеративних підігрівачів полягає у визначенні величини поверхні нагрівання та в подальшому вибір конструктивних розмірів (діаметр і кількість труб, довжину, діаметр корпусу та ін.) [3,11-13].

Вихідні дані для теплового розрахунку приймаються з розрахунку теплової схеми на номінальний режим. До них відносяться: витрата та параметри гріючої пари (тиск, температура, ентальпія, температура насичення), витрата та параметри теплоносія (живильна та мережна вода, конденсат), що нагрівається (тиск, температура, ентальпія теплоносія на вході).

Поверхня нагрівання визначається з рівняння теплопередачі:

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{сер}} \quad (2.1)$$

Теплове навантаження підігрівача  $Q$  знаходиться із рівняння теплового балансу:

$$Q = D_n(h_n - h_{dp})\eta_n = G(h_e'' - h_e'), \quad (2.2)$$

де  $G$  – витрата води (конденсату), кг/с;  $h_e''$ ,  $h_e'$  – ентальпія води на виході та вході, кДж/кг;  $D_n$  – витрата гріючої пари, кг/с;  $h_n$  – ентальпія гріючої пари, кДж/кг;  $h_{dp}$  – ентальпія дренажу (конденсату пари) на виході з підігрівача, кДж/кг;  $\eta_n$  – коефіцієнт, що враховує втрати тепла в навколишнє середовище (приймається 0,98–0,99).

Для охолоджувачів пари та дренажу тепловий баланс визначається рівняннями:

$$Q_{on} = D_n(h_n - h_{on})\eta_n = G_{on}(h_{on}'' - h_{on}'), \quad (2.3)$$

$$Q_{od} = D_n(h' - h_{dp})\eta_n = G_{od}(h_{od}'' - h_{od}'), \quad (2.4)$$

де  $h_{on}$  – ентальпія пари на виході з охолоджувача пари, кДж/кг;  $G_{on}, G_{od}$  – витрата живильної води або основного конденсату через охолоджувачі пари та дренажу, кг/с;  $(h''_{on}; h'_{on})$ ,  $(h''_{on}; h'_{on})$  – ентальпії живильної води або основного конденсату на виході та вході в охолоджувачі (пари або конденсату пари), кДж/кг. При розрахунку охолоджувачів пари й дренажу температури теплоносіїв на виході рекомендовано приймати [1,3]:

- $t_{on} = t_n + (10 \div 25)^\circ C$  – температура пари на виході з охолоджувача пари;
- $t_{op} = t'_e + (5 \div 10)^\circ C$  – температура дренажу на виході з охолоджувача дренажу.

Розрахункова витрата води через охолоджувачі звичайно приймається рівною (10-20) % від загальної витрати через підігрівач. У рівняннях (2.2), (2.3), (2.4), у випадку зливу конденсату з інших підігрівачів слід враховувати тепло цих додаткових потоків.

Для розрахунку середнього температурного напору  $\Delta t_{сер}$  задаються величиною недогріву  $\vartheta$  води на виході  $t''_e$  до температури насичення, величина  $\vartheta = t_n - t''_e$  недогріву в підігрівачі, де пара конденсується, приймається 2–5 °С. Якщо підігрівач має вбудований пароохолодник, то для власне підігрівача приймається та ж величина  $\vartheta$ , а в охолоджувачі пари вода може бути нагріта до температури насичення та трохи вище.

В охолоджувачах пари та дренажу середній температурний напір для схеми протитоку розраховується по формулі [11,12]:

$$\Delta t_{сер} = \frac{\Delta t_{\bar{\theta}} - \Delta t_m}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t_{\bar{\theta}}}{\Delta t_m}} \quad (2.5)$$

де  $\Delta t_{\bar{\theta}}; \Delta t_m$  – більший та менший температурні напори.

При змішаній схемі руху теплоносіїв середня різниця температур визначається за формулою [1,4]:

$$\Delta t = \Psi \Delta t_{прот} \quad (2.6)$$

Поправочний коефіцієнт  $\Psi$  визначається по спеціальних номограмах [11-13] рис. Б.1(А) і Б.1(Б) (додатки) за допомогою допоміжних величин  $P$  и  $R$ , залежно від схеми руху, за формулами:

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{\delta t_2}{\Delta t_{\text{макс}}} \quad (2.7)$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{\delta t_1}{\delta t_2} \quad (2.8)$$

При числі ходів більше чотирьох коефіцієнт  $\Psi$  можна не враховувати, і  $\Delta t_{\text{ср}}$  оцінювати по формулі (2.5). Середній температурний напір у власне підігрівача в умовах конденсації визначати за формулою [1,4]:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_2'' - t_2'}{2,3 \cdot \lg \frac{t_n - t_2'}{t_n - t_2''}}, \quad (2.5a)$$

де  $t_2''$  і  $t_2'$  – температури на виході та вході підігрівача.

## 2.2 Коефіцієнт теплопередачі та площа поверхні теплообміну

Через малу товщину стінок труби регенеративних підігрівачів (за винятком ПВТ) коефіцієнт теплопередачі з достатньою точністю визначається по формулі для плоскої стінки [11-13]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{\text{забр}}}{\lambda_{\text{забр}}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2.9)$$

де  $\alpha_1$  – коефіцієнт тепловіддачі від гріючого теплоносія до стінки труби, Вт/(м<sup>2</sup> К);  $\delta_{\text{ст}}; \delta_{\text{забр}}; \lambda_{\text{ст}}; \lambda_{\text{забр}}$  – відповідно, товщини та коефіцієнти теплопровідності стінки труби і шару забруднення, м, Вт/(м К);  $\alpha_2$  – коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до теплоносія, що нагрівається, Вт/(м<sup>2</sup> К).

Якщо коефіцієнт теплопередачі визначається за формулою (2.9) поверхню нагрівання розраховують, як правило, по зовнішньому діаметру  $d_3$ . Щоб

підвищити точність розрахунків треба враховувати співвідношення  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$ , тому у формулі (2.1) праву частину рівняння слід помножити на відношення  $d_3 / d_{сер}$ , де  $d_{сер}$  вибирається з наступних міркувань: 1) при  $\alpha_1 \gg \alpha_2$  –  $d_{сер} = d_6$ ; 2) при  $\alpha_1 \approx \alpha_2$  –  $d_{сер} = 0,5(d_6 + d_3)$ ; 3) при  $\alpha_1 \ll \alpha_2$  –  $d_{сер} = d_3$ , тобто в розрахунку поверхні по формулі (2.1) вибирається той діаметр, з боку якого коефіцієнт тепловіддачі має менше значення, а при  $\alpha_1 = \alpha_2$  – середній діаметр труби;  $d_3, d_6$  – відповідно, зовнішній та внутрішній діаметри труби. Формула (2.1) буде мати вигляд:

$$F_3 = \frac{Q}{k \Delta t} \cdot \frac{d_3}{d_{сер}} \quad (2.10)$$

### 2.3 Тепловіддача при конденсації пари

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_1$ , від пари до стінки для труб при конденсації пари визначається по формулі Нуссельта [4,11,13]:

$$\alpha_1 = c \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \lambda^3 g}{\mu}} \cdot \sqrt[4]{\frac{r'}{l(t_n - t_{cm})}} = c \cdot b \cdot \sqrt[4]{\frac{r'}{l(t_n - t_{cm})}}, \quad (2.11)$$

де:  $\rho$  – щільність конденсату, кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності плівки конденсату, Вт/(м·К);  $\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості конденсату, кг/(м·с);  $r' = r + \Delta h_n = h_n - h_n$  – кількість тепла, яка виділяється при конденсації 1 кг пари, кДж/кг;  $r$  – теплота пароутворення (конденсації);  $\Delta h_n$  – теплота перегріву пари;  $h_n$  – ентальпія перегрітої пари;  $h_n$  – ентальпія конденсату при температурі насичення;  $t_n$  – температура насичення;  $t_{cm}$  – температура стінки труби;  $c$  – коефіцієнт, що враховує розташування труби (для вертикальних труб – 1,15, для горизонтальних – 0,725);  $l$  – визначальний розмір, м (для вертикальних труб  $l = H$ , де  $H$  – висота труби або середня відстань між перегородками, для горизонтальних труб  $l = d_3$ , де  $d_3$  – зовнішній діаметр труби).

Величина  $b = \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \lambda^3 g}{\mu}}$  визначається по середній температурі плівки

конденсату  $t_{nl} = 0,5(t_n + t_{cm})$ , при попередній оцінці температури стінки

$$t_{cm} = 0,5(t_n + t_2^{cep}),$$

де  $t_2^{cep}$  - середня температура теплоносія, що нагрівається, тобто:

$$t_2^{cep} = 0,5(t_2' + t_2'').$$

Значення  $b = \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \lambda^3 g}{\mu}} = f(t_{nl})$  наведені в табл. 1 [4,11,12].

Таблиця 1. Значення коефіцієнту  $b$  в залежності від температури плівки конденсату.

$t_{nl}, ^\circ\text{C}$	0	20	40	60	80	100	120	140	160
$b \cdot 10^2$	1,84	2,26	2,55	2,85	3	3,2	3,34	3,46	3,58
$t_{nl}, ^\circ\text{C}$	180	200	220	240	260	280	300	320	340
$b \cdot 10^2$	3,64	3,67	3,63	3,56	3,48	3,27	3,2	3	2,795

Теплота пароутворення  $r$  визначається по температурі насичення. При конденсації пари на вертикальних трубках більшої довжини коефіцієнт тепловіддачі вище отриманого за формулою (2.11), за рахунок переходу ламінарної течії плівки в турбулентну. Розрахунок у цьому випадку можна вести за уточненими формулами (див. розділ 3).

При конденсації пари в пучку горизонтальних труб коефіцієнт тепловіддачі в порівнянні з одиночною трубою знижується за рахунок зменшення швидкості пари при його конденсації та збільшення товщини плівки конденсату через послідовне стікання його з верхніх трубок на нижні. Зниження коефіцієнта тепловіддачі відбувається до моменту переходу ламінарного течії плівки в турбулентну, при якому коефіцієнт тепловіддачі залишається постійним.

Середній коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_n$  для пучка горизонтальних труб може бути визначений за формулою [4,11,12]:

$$\frac{\alpha_n}{\alpha_N} = \frac{\alpha_1}{\alpha_N} \cdot \frac{0,84 \varepsilon}{[1 - (1 - \varepsilon)^{0,84}] n^{0,07}}, \quad (2.12)$$



де  $\varepsilon = \frac{G_{вх} - G_{вих}}{G_{вх}}$  – ступінь конденсації пари;  $G_{вх}; G_{вих}$  – відповідно, масові витрати

пари на вході й виході з пучка;  $n$  – число рядів труб одна під іншою по висоті коридорного або половина числа рядів труб шахового пучка;  $\frac{\alpha_1}{\alpha_N}$  – відносний

коефіцієнт тепловіддачі першого ряду пучка визначаємо по формулі [4,11,12]:

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_N} = B \left( \frac{\rho_n w_n^2}{g \rho_k d} \right)^{0,8} \cdot \left( \frac{\rho_k g d^3 r}{\lambda_k V_k \Delta t} \right)^{-0,125}, \quad (2-13)$$

У практичних розрахунках приймають коефіцієнт  $B = 30$ .

Коефіцієнт  $\alpha_N$  визначається за формулою (2.11). Формули (2.12) і (2.13) можна використовувати при розрахунку горизонтальних мережних підігрівачів.

Попередньо коефіцієнт теплопередачі горизонтальних мережних підігрівачів можна оцінити за графіком (рис. Б.2, додатків) [4,13].

Для підігрівачів високого тиску коефіцієнт тепловіддачі при конденсації в пучку горизонтальних труб можна визначити за формулою (2.11), якщо замість  $l$  підставити величину  $l = nd_z$ , де  $n$  – кількість трубок по вертикалі між перегородками. Тоді маємо [4,13]:

$$\alpha_1 = 0,725b \frac{\sqrt[4]{r^l}}{\sqrt[4]{nd_z(t_z - t_{cm})}} \quad (2.14)$$

З дослідів С. С. Кутателадзе з латунними та сталевими трубками тепловіддача до чистих і гладких поверхонь від матеріалу поверхні не залежить [11]. Однак на практиці, сталеві трубки покриті шаром окислів, що збільшує їх шорсткість. Внаслідок цього, створюється додатковий опір течії плівки конденсату, що знижує коефіцієнт тепловіддачі на (15-30)% (за рахунок потовщення плівки). Тому коефіцієнт тепловіддачі, отриманий за формулами (2.11) – (2.14) варто для сталевих трубок зменшити у середньому на 20%.

Тепловіддачу при конденсації пари значно знижує наявність газів і повітря в парі. Гази, що не конденсуються, збираються біля стінок і перешкоджають конденсації пари, збільшуючи термічний опір пароповітряного шару. Крім того,

через зменшення парціального тиску пари знижується температурний напір  $\Delta t$ . Температура пароповітряної суміші стає нижче температури насичення чистої пари того ж тиску. (При конденсації нерухливої пари з вмістом 1% повітря коефіцієнт тепловіддачі знижується приблизно на 60%.) [1,3]. Для забезпечення нормальної роботи підігрівачів необхідно видаляти повітря, що й здійснюється у підігрівачів всіх конструкцій. Для теплообмінників, які працюють при тиску пари вище атмосферного, вплив повітря в тепловому розрахунку не враховується. Звичайно, через малі швидкості пари при конденсації його в пароводяних теплообмінниках коефіцієнт тепловіддачі визначається без урахування швидкості пари.

## 2.4 Тепловіддача при вимушеній течії рідини.

### 2.4.1 Рух теплоносія у середині каналів (труб).

При вимушеній течії в каналах і трубах з поперечним перерізом будь-якої форми без зміни агрегатного стану теплоносія коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою [1,4,11,13]:

$$Nu_f = 0,021 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,43} \left( \frac{Pr_f}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (2.15)$$

де  $Nu = \frac{\alpha d_e}{\lambda}$  – критерій Нуссельта;  $Re = \frac{w d_e}{\nu}$  – критерій Рейнольдса;  $Pr = \frac{\nu}{a}$  –

критерій Прандтля; ( $w$  – швидкість води, м/с;  $a = \frac{\lambda}{c_p \rho g}$  – коефіцієнт

температуропроводності;  $\nu$  – кінематична в'язкість, м<sup>2</sup>/с).

За визначальні температури прийняті середня температура води або пари  $t_f = 0,5(t' + t'')$  і температура стінки труби  $t_{cm}$ , за визначальний розмір – еквівалентний діаметр  $d_e$ , який визначається за формулою  $d_e = 4F/U$ , де:  $F$  – площа поперечного перерізу каналу;  $U$  – повний (змочений) периметр (незалежно від того, яка частина цього периметра бере участь у теплообміні).

Для круглих труб еквівалентний діаметр дорівнює геометричному. Формула (2.15) рекомендована для каналів будь-якої форми поперечного перерізу і для всіх пружних і краплинних рідин при  $Re_f = 1 \cdot 10^4 - 5 \cdot 10^6$  і  $Pr_f = 0,6 - 2500$ , тобто для розвиненої турбулентної течії. Як видно з формули, тепловіддача найбільшою мірою залежить від режиму течії (швидкості), фізичних властивостей рідини, що характеризуються критерієм  $Pr_f$ , напрямку теплового потоку й температурного напору.

За формулою (2.15) визначається коефіцієнт тепловіддачі від стінки до рідини при течії води в трубках (підігрівачі) або пари (перегрівники пари в паропреобразующих установках, пароохолодники).

У вигнутих трубах і спіралях за рахунок додаткової турбулізації тепловіддача вище, тому вводиться поправка до коефіцієнта тепловіддачі  $\varepsilon = 1 + 1,77 \frac{d}{R}$ , де  $R$  – радіус змійовика,  $d$  – діаметр труби. Для перехідного режиму  $2200 < Re_f < 10000$  коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою (2.15) з урахуванням правки  $\varphi$ , що наведена в таблиці 2.1 [4,11,13].

Таблиця 2.1. Коефіцієнт  $\varphi$  в залежності від режиму течії.

$Re \cdot 10^{-3}$	2,2	2,3	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	9
$\varphi$	0,22	0,35	0,45	0,59	0,7	0,76	0,86	0,91	0,96	0,98	0,99

При нагріванні води або пари температура стінки близька до температури теплоносія, а відношення  $Pr_f / Pr_{cm} \approx 1$ . Тому при  $Re > 10^4$  коефіцієнт тепловіддачі визначається за спрощеною формулою [4, 11]:

$$Nu_f = 0,023 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,4} \quad (2.16)$$

Після підстановки у формулу  $Nu_f = \frac{\alpha d_e}{\lambda}$ ;  $Re_f = \frac{w d_e}{\nu}$ , одержимо

$$Nu_f = 0,023 \frac{\lambda_f}{d_e} \left( \frac{w d_e}{\nu} \right)^{0,8} Pr_f^{0,4} \quad (2.17)$$

Для пари (оохолджувачі та перегрівники пари), а також при нагріванні води у ПВТ значення  $\text{Pr}_f^{0,4} \approx 1$ , і формула (2.17) спрощується:

$$\alpha = B_0 \frac{(\rho w)^{0,8}}{d_y^{0,2}}, \quad (2.18)$$

де: коефіцієнт  $B_0$  залежить від середньої температури рідини і визначається по формулі  $B_0 = \frac{0,023 \lambda_f}{\mu_f^{0,8}}$ .

При нагріванні води в ПНТ значення  $\text{Pr}_f^{0,4}$  необхідно враховувати, згідно таблиці 2.2. [4,11,13]

Таблиця 2.2. Залежність  $\text{Pr}$  від параметрів води.

Найменування	Одиниці виміру	Значення							
$P$ в	МПа	0,1 – 2,0				15,0 – 23,0			
$t$	° С	30	50	100	160	150	200	240	280
$\text{Pr}$	-	5,39	3,54	1,73	1,07	1,13	0,9	0,82	0,83
$\text{Pr}^{0,4}$	-	1,97	1,66	1,25	1,04	1,05	1,04	1,065	1,04

#### 2.4.2 Рух теплоносія при зовнішнім обтіканні без зміни агрегатного стану

Коефіцієнт тепловіддачі при поздовжнім обтіканні труб і розвиненій турбулентній течії, тобто при  $\text{Re}_f = 1 \cdot 10^4 - 5 \cdot 10^6$  і  $\text{Pr}_f = 0,6 - 2500$  визначається за формулою (2.15), з певним запасом у розрахунку поверхні нагрівання  $F$ . У багатотрубних пучках інтенсивність тепловіддачі вище, тому зі значною точністю коефіцієнт тепловіддачі при поздовжнім обтіканні пучка визначається за наступною формулою [4,11,13]:

$$\text{Nu}_f = 0,021 \text{Re}_f^{0,8} \text{Pr}_f^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25} \left( \frac{s_1 s_2}{d_e} \right)^{0,18} \quad (2.19)$$

За визначальні параметри тут прийнято еквівалентний діаметр  $d_e$  всього каналу з пучком труб, діаметр  $d$  труб і відстань між їхніми осями  $s_1$  і  $s_2$ , середня

температура рідини  $t_l$  і температура стінки  $t_{cm}$ . Формула (2.19) справедлива при  $Re = 2 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^5$ .

При поперечному обтіканні пучка труб при  $Re = 2 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^5$  коефіцієнт тепловіддачі від пари або води до стінки визначається за формулами [4,11,13]:

– при коридорному розташуванні труб у пучку

$$Nu_f = 0,26 Re_f^{0,65} Pr_f^{0,33} \left( \frac{Pr_f}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}; \quad (2.20)$$

– при шаховому розташуванні

$$Nu_f = 0,41 Re_f^{0,6} Pr_f^{0,33} \left( \frac{Pr_f}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}. \quad (2.21)$$

За визначальні параметри прийнято: середня температура теплоносія –  $t_f$ ; швидкість у самому вузькому перетині ряду –  $w$ ; зовнішній діаметр трубки –  $d_3$ .

За формулами (2.20, 2.21) визначаються середні значення для 3-го та всіх наступних рядів труб. Для трубок 1-го ряду вводиться поправочний коефіцієнт  $\varepsilon = 0,60$ , для другого ряду  $\varepsilon = 0,9$  у коридорному та  $\varepsilon = 0,7$  у шахових пучках (рис. 2.3). Коефіцієнт тепловіддачі для всього пучка визначається за значеннями  $\alpha$  для кожного ряду.

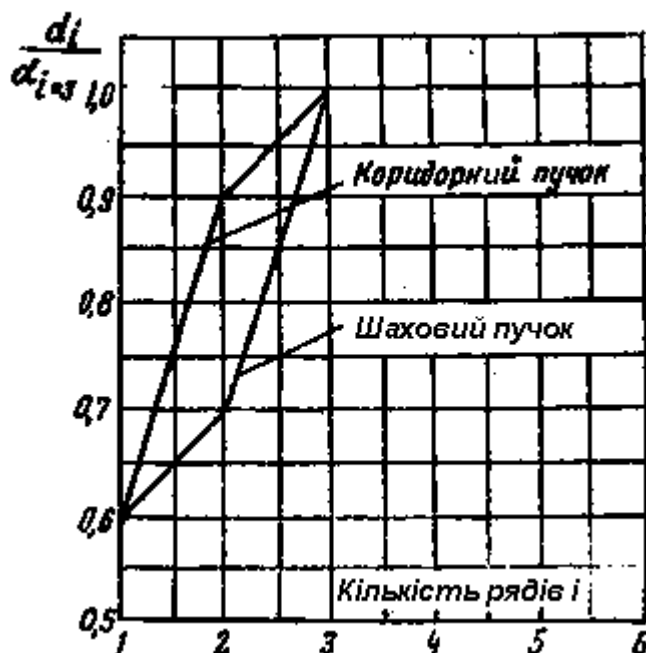


Рис.2.3 Зміна коефіцієнтів тепловіддачі по рядах шахового й коридорного пучків труб.

### 2.4.3. Визначення коефіцієнта теплопередачі

При визначенні коефіцієнта теплопередачі необхідно враховувати термічні опори шару забруднень стінки труби та накипу. Поверхня нагрівання регенеративних підігрівачів, через високу якість пари або конденсату зовнішніх або внутрішніх забруднень не має, тому забруднення не враховуються. При розрахунку випарників, пароперетворювачів, мережних підігрівачів через відносно високий солевміст живильної й мережної води термічний опір шару накипу враховувати необхідно.

Для випарників і пароперетворювачів термічний опір шару накипу можна приймати в межах [10,13]:

$$R_{\text{нак}} = (0,67 - 1,03) \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт},$$

для мережних підігрівачів

$$R_{\text{нак}} = 0,43 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$$

Оскільки коефіцієнт теплопровідності накипу ( $\lambda_{\text{нак}} = 0,58 - 2,33 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ ), приблизно в 45 разів менший, ніж у латуні ( $\lambda_{\text{л}} = 105 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ ) і в 15 – 25 разів менший, ніж у сталі ( $\lambda_{\text{ст}} = 17,5 - 52,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ ), утворення накипу приводить до значного зниження коефіцієнта теплопередачі, що необхідно враховувати при розрахунку й експлуатації. Для визначення коефіцієнтів тепловіддачі й термічних опорів за наведеними формулами, попередньо задаються, на підставі вихідних даних, матеріалом, діаметром і товщиною стінки труб, швидкостями теплоносіїв або конструктивними характеристиками: висотою трубок, середньою відстанню між перегородками (ф-ла 2.11); у пучку горизонтальних труб – числом і розташуванням їх у пучку, кроком труб (ф-ли 2.11, 2.14).

Для ПВТ ( $p_n = (15,0 - 34,0) \text{ МПа}$ ,  $t = (150 - 250) ^\circ\text{C}$ ) застосовуються сталеві трубки ст. 20 і нержавіюча сталь 1Х18Н10Т діаметром (25 – 32) мм і товщиною стінки від 1,5 до (3,0 – 5,0) мм. Для серійних ПВТ діаметр трубок дорівнює  $\varnothing 32 \times 3,5 \text{ мм}$ ; для випарників і пароперетворювачів використовують сталеві трубки діаметром  $\varnothing 38 \times 3 \text{ мм}$ .

Для ПНТ і мережних підігрівачів застосовуються в основному латунні трубки діаметром 14, 16, 19, 22 мм з товщиною стінки 0,75 – 1,5 мм; для блоків на закритичні параметри трубки з нержавіючої сталі [1,4,13].

Залежно від вартості палива та тиску в трубній системі швидкість води в підігрівачах визначається техніко-економічними розрахунками і приймається в межах (1 – 2,5) м/с [1,4,13].

Коефіцієнт теплопередачі розраховується за формулою (2.9). Визначення коефіцієнта тепловіддачі при вимушеному русі рідини або пари без зміни агрегатного стану теплоносіїв (охолоджувачі дренажу, охолоджувачі пари) і термічних опорів стінки та накипу труднощів не викликає, оскільки відомі всі необхідні для розрахунку величини. Попередньо температуру стінки труб  $t_{cm}$  приймають:

$$t_{cm} = 0,5(t_{f1} + t_{f2}),$$

де  $t_{f1} = 0,5(t_1' + t_1'')$ ;  $t_{f2} = 0,5(t_2' + t_2'')$  – середні температури гріючого та нагріваемого теплоносіїв.

При визначенні коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_1$  (від пари до стінки) при конденсації задаються температурою стінки та використовують метод підбору та послідовного наближення. Після розрахунку  $\alpha_1$  температура стінки перевіряється:

$$t_{cm} = t_n - \frac{q}{\alpha_1}.$$

Визначення коефіцієнта теплопередачі може бути вирішено і графічним методом [1,4].

Розглянемо це на прикладі пароводяного підігрівача з латунними трубками. З формули ( 2.11) маємо:

$$\alpha_1 = c b' \sqrt[4]{r'} l^{-0.25} \Delta t_1^{-0.25}, \quad (2.22)$$

де  $b' = c b \sqrt[4]{r'} l^{-0.25}$  – величина постійна для заданих умов розрахунку.

Крім того, приймаємо

$$q = \frac{Q}{F} = \alpha_1 \Delta t_1 = \alpha_1 (t_n - t_{cm1}) \quad (2.23)$$

Виходячи з рівнянь ( 2.22) і (2.23) одержуємо

$$\Delta t_1 = (t_n - t_{cm1}) = \frac{q^{\frac{4}{3}}}{b'} \quad (2.24)$$

З формул теплового потоку для стінки труби й від стінки до рідини, що підігрівається, маємо:

$$(t_{cm} - t_{cm2}) = \Delta t_{cm} = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} q, \quad (2.25)$$

$$(t_{cm2} - t_f) = \Delta t_2 = \frac{q}{\alpha_2}. \quad (2.26)$$

Складаючи ліві й праві частини рівнянь (2.24), (2.25) і (2.26) одержимо:

$$(t_n - t_f) = \Delta t_{cp} = \frac{q^{\frac{4}{3}}}{b'} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} q + \frac{q}{\alpha_2} \quad (2.27)$$

Рівняння (2.27) вирішується графічно (приклад, рис. В.2 (додатки)). Це рівняння можна вирішити у вигляді:

$$\Delta t_{cp} - \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} q = \frac{q^{\frac{4}{3}}}{b'} + \frac{q}{\alpha_2} \quad (2.27a)$$

Ліва частина зображується сіткою прямих, по осі ординат відкладається  $\Delta t_{cp}$  ( $\frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}$  – кутовий коефіцієнт), права частина будується у вигляді кривих ( $\alpha_2$  приймається як параметр).

Перетинання відповідної прямої та кривої дає величину  $q$  по якій визначається величина коефіцієнта теплопередачі:

$$k = \frac{q}{\Delta t_{cp}}$$

## 2.5 Визначення конструктивних характеристик теплообмінників

Число трубок при одному ході в підігрівачу визначається співвідношенням [1,4,13]:



$$n = \frac{4GV}{\pi d_g^2 w}, \quad (2.28)$$

де:  $G$  – витрата теплоносія, кг/с;  $V$  – питомий об'єм теплоносія, м<sup>3</sup>/кг;  $w$  – швидкість теплоносія, м/с;  $d_g$  – внутрішній діаметр трубок, м.

Загальна довжина шляху теплоносія  $L$  (м) складає:

$$L = lz = \frac{F}{\pi d_z n}, \quad (2.29)$$

де  $F$  – розрахункова поверхня нагрівання (ф-ла 2.10);  $d_z$  – зовнішній діаметр трубки, м;  $n$  – число ходів;  $l$  – робоча довжина трубки, м. Робоча довжина трубки  $l$  і число ходів  $n$  визначаються з конструктивних міркувань, за співвідношенням між висотою та діаметром підігрівача, надзвичай приймається  $l/D_{mp} = 2 \div 3$ .

Загальне число трубок у теплообміннику

$$N = nz = \frac{F}{\pi d_z l} \quad (2.30)$$

Для теплообмінників із трубною дошкою діаметр трубної дошки при трикутній розбивці визначається за формулою:

$$D_{mp} = d_z \sqrt{\frac{N}{u_{mp}}} = 1,05t \sqrt{\frac{N}{\eta_{mp}}}, \quad (2.31)$$

де:  $t$  – крок трубок, відстань між осями сусідніх трубок, мм;  $\eta_{mp}$ ,  $u_{mp}$  – коефіцієнт заповнення і використання трубної дошки, відповідно.

Мінімальна величина кроку обмежується способом кріплення трубок у трубній дошці (або колекторі) і її ослабленням отворами для трубок приймається рівною: при розвальцьовуванні  $t = (1,25 - 1,3)d_z$ , мм; при зварюванні  $t = 1,25 \cdot d_z$ , мм.

Розбивка трубок у трубній дошці, як правило, трикутна, коли осі трубок розміщуються у вершинах рівносторонніх трикутників зі стороною  $t$ , що забезпечує мінімальний діаметр трубної дошки. Застосовують розбивки трубок шахову, коридорну по концентричних окружностях і радіальну.

Коефіцієнт заповнення трубної дошки  $\eta_{mp}$  дорівнює відношенню дійсної кількості трубок до числа трубок, які можна було б розмістити при повнім використанні площі трубної дошки.

Для трикутної розбивки, як найбільш компактної, маємо:

$$\eta_{mp} = \frac{0,866t^2 N}{\frac{\pi D_{mp}^2}{4}} = 1,1 \frac{t^2}{D_{mp}^2} N \quad (2.32)$$

Коефіцієнт використання трубної дошки  $u_{mp}$  дорівнює відношенню площі, зайнятої трубками, до площі трубної дошки

$$u_{mp} = \frac{N \frac{\pi d_3^2}{4}}{\frac{\pi D_{mp}^2}{4}} = N \left( \frac{d_3}{D_{mp}} \right)^2 \quad (2.33)$$

З формул (2.32) і (2.33) слідує, що

$$\frac{\eta_{mp}}{u_{mp}} = 1,1 \left( \frac{t}{d_3} \right)^2 \quad (2.34)$$

При визначенні діаметра трубної дошки величиною  $\eta_{mp}$  або  $u_{mp}$  доводиться задаватися з відомих конструкцій і потім уточнювати отримані розміри. Значення  $\eta_{mp}$  і  $u_{mp}$  рекомендується приймати на підставі ескізу трубної дошки з розміщенням трубок, перегородок, анкерних зв'язків і ін..

Інші розміри підігрівачів визначаються, виходячи з конструктивних, монтажних, ремонтних і технологічних умов, а також з розрахунку на міцність елементів підігрівачів. Для ПВТ крок витків у спіралі приймається рівним (36 – 40) мм, а відстань між витками по висоті – 36 мм.

Значення  $\eta_{mp}$  й  $u_{mp}$  для деяких типів ПНТ наведено у табл. 2.3.

Таблиця 2.3 Коефіцієнти  $\eta_{mp}$  і  $u_{mp}$  для деяких підігрівачів [4,5].

Тип підігрівача	Діаметр трубок	Кількість трубок*	Матеріал	Внутрішній діаметр корпуса, мм	$\eta_{mp}$	$u_{mp}$
ПН-200-16-7-I	16/14,5	889 труб U -	Л-68	1208	0,536	0,312

		обр. форми				
ПН-200-16-7-II	16/14,5	903	– / –	1208	0,545	0,316
ПН-200-16-7-III	16/14,5	889	– / –	1208	0,536	0,316
ПН-250-16-7-II	16/14,5	889	– / –	1204	0,536	0,313
ПН-250-16-7-III	16/14,5	850	– / –	1204	0,515	0,3
ПН-300-16-7-I	16/14,5	932	– / –	1204	0,566	0,328
ПН-400-26-7-II, ПН-400-26-8-V	16/14,5	1444	– / –	1600	0,496	0,288

\* – при  $t = 1,25 d$ ,

## 2.6 Гідрравлічний розрахунок теплообмінників

Величина гідрравлічного опору теплообмінника розраховується, як сума гідрравлічних опорів окремих його елементів (ділянок), ділянки розраховується за формулою:

$$\Delta p = \left( \lambda \frac{l}{d_e} + \sum \xi_m \right) \frac{\rho w^2}{2} \quad (2.35)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт опору тертя;  $l$  – загальна (розрахункова) довжина даної ділянки, м;  $d_e$  – еквівалентний діаметр живого перетину для проходу теплоносія, м;  $\xi_m$  – коефіцієнт місцевого опору;  $\rho$  – щільність теплоносія при середніх значеннях його температури та тиску в даному елементі, кг/м<sup>3</sup>;  $w$  – середня швидкість теплоносія, м/с.

Коефіцієнт опору тертя для регенеративних теплообмінників може бути визначений по формулі [13,14]:

$$\lambda = 0,1 \left( 1,46 \frac{\Delta}{d_e} + \frac{100}{\text{Re}} \right)^{0,25} \quad (2.36)$$

Середня висота виступів шорсткості стінок приймається: для сталевих труб –  $\Delta = 0,2$  мм; для латунних –  $\Delta = 0,01$  мм.

Значення коефіцієнтів місцевих опорів у теплообмінниках для окремих випадків дано в табл. Б.1 (додатки).

Коефіцієнти місцевого опору зварних трійників, залежно від взаємного напрямку потоків і величини витрати рідини, визначаються за формулами, наведеними у табл. Б.2 (додатки).

При визначенні опору теплообмінника при масовій швидкості потоку, що відрізняється від тої, при якій визначався коефіцієнт, необхідно попередньо зробити перерахування за формулою

$$\xi_{нав} = \left( \frac{Q}{Q_p} \right)^2 \left( \frac{F_p}{F} \right)^2 \xi, \quad (2.37)$$

де  $\xi_{нав}$  – наведений коефіцієнт опору при розрахунковій витраті теплоносія ( $Q_p$ ) і живому перетині ( $F_p$ );  $\xi$  – коефіцієнт опору, віднесений до дійсних значень  $Q$  і  $F$  даного елемента.

Втрати тиску в міжтрубному просторі теплообмінника при конденсації пари незначні й у більшості випадків не враховуються, можна знехтувати також опором міжтрубного простору вбудованих охолоджувачів конденсату ПВТ.

Для розрахунку гідравлічного опору по парі вбудованого охолоджувача ПВТ користуватися емпіричною формулою [1,13,14]:

$$\Delta p = 6mD_n \left( \frac{D}{f} \right)^2 \frac{1}{2\rho}, \quad (2.38)$$

де:  $m$  – число секцій, послідовно омиваних паром;  $D$  – діаметр найбільшого витка спіралі (рис. В.5. додатки), м;  $f$  – площа живого перетину для проходу пари, м<sup>2</sup>,

$f = ah - a'h' - \frac{\pi}{4}d^2n$ ;  $n$  – загальне число трубок у перетині одного ходу пари;  $D_n$ ,

$\rho$  – витрата та середнє значення щільності гріючої пари в охолоджувачі, кг/с, кг/м<sup>3</sup>.

## 2.7. Перевірочні розрахунки та характеристики підігрівачів

При проектуванні підігрівачів виникає необхідність розрахувати режими відмінні від розрахункових, тобто визначити параметри теплоносіїв з урахуванням режимів роботи їх у тепловій схемі.

При змінних режимах експлуатації турбоустановки змінюються всі параметри регенеративних підігрівачів. Температура на виході з підігрівача  $t''$  (мається на увазі власно підігрівач) залежить від тиску гріючої пари (температури насичення  $t_n$ ), температури води на вході в підігрівач  $t'$ , витрати води  $G_6$ .

Температура води на виході з урахуванням недогріву до температури насичення визначається за формулою:

$$t'' = t_n - \vartheta \quad (2.39)$$

А недогрів можна розрахувати по наступній формулі:

$$\vartheta = (t_n - t') \exp\left(-\frac{kF}{G_6 c_6}\right), \quad (2.40)$$

де:  $t_n$  – температура насичення гріючої пари;  $t'$  і  $t''$  – температури води на вході й виході з підігрівача, відповідно;  $k$  – коефіцієнт теплопередачі в підігрівачу;  $F$  – поверхня нагрівання підігрівача;  $G_6$  – витрата води через підігрівач;  $c_6$  – середня теплоємність води.

При зниженні навантаження турбіни коефіцієнт теплопередачі в підігрівачу зберігається практично незмінним, тому що зниження витрати води й температурного напору впливають у протилежних напрямках. Тому перерахувати величину недогріву за формулою (2.40) нескладно. При зниженні навантаження турбіни величина недогріву в підігрівачах знижується, що варто враховувати при визначенні економічно обґрунтованого недогріву.

Запишемо рівняння теплового балансу підігрівача по водяній стороні:

$$Q = G_6 c_6 (t'' - t') \quad (2.41)$$

Підставимо в (2.41) значення  $t''$  з (2.39) і значення  $\vartheta$  з (2.40). Одержимо залежність виду:

$$\frac{Q}{(t_n - t')} = G_c c_s \left[ 1 - \exp\left(-\frac{kF}{G_c c_s}\right) \right], \quad (2.42)$$

яка являє собою теплову характеристику підігрівача, що дозволяє аналізувати різні режими його роботи. Цю залежність можна застосовувати і до мережних підігрівачів. При зміні  $G$  зміну  $k$  у підігрівачу можна врахувати за формулою:

$$k = k_0 \sqrt{\frac{G}{G_0}}, \quad (2.43)$$

де:  $k_0$  – коефіцієнт теплопередачі в підігрівачу при розрахунковому режимі;  $G$  і  $G_0$  – витрати води через підігрівач у визначальному та розрахунковому режимах.

Приклад теплового розрахунку підігрівача високого тиску типу ПВ з убудованими охолоджувачами пари та дренажу в додатку В.

Питання до розділу:

1. Які основні елементи конструкції теплообмінного апарата ви знаєте?
2. Що таке еквівалентний діаметр?
3. Як визначається еквівалентний діаметр міжтрубного простору апарата?
4. Як визначаються коефіцієнти тепловіддачі та теплопередачі.
5. Який механізм переносу теплоти при теплообміні між однофазними теплоносіями?
6. Як впливає швидкість пари на ефективність теплообміну при конденсації в пучку трубок?
7. Чим обмежується швидкість потоку теплоносіїв в теплообміннику?

## РОЗДІЛ 3

### Тепловий розрахунок поверхневих випарників вертикального типу

#### 3.1. Загальні положення

Тепловий баланс випарника визначається як для поверхневого підігрівача (рис. 3.1) [1]:

$$Q_{\text{вн}} = D_{\text{вн}} (h_{\text{вн}} - h'_{\text{вн}}) \eta_{\text{вн}} = D_{\text{вн1}} (h_{\text{вн1}} - h_{\text{жсв}}), \quad (3.1)$$

де  $Q_{\text{вн}}$  – теплове навантаження випарника, кВт;  $D_{\text{вн}}$ ,  $D_{\text{вн1}}$  – витрати гріючої та вторинної пари, відповідно, кг/с;  $h_{\text{вн}}$ ,  $h_{\text{жсв}}$  – ентальпії дренажу й живильної води, кДж/кг;  $\eta_{\text{вн}}$  – коефіцієнт, що враховує втрату тепла в навколишнє середовище.

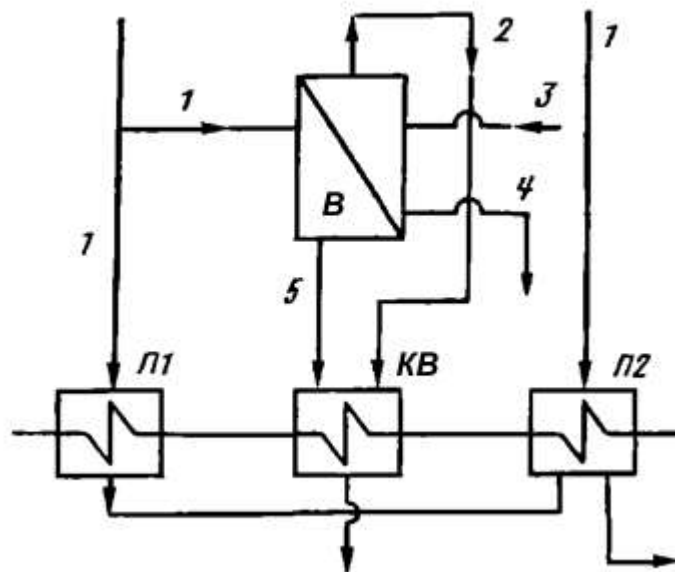


Рис. 3.1. Схема включення випарника в теплову схему блоку:

$B$  - випарник;  $KB$  - конденсатор випарника;  $П1, П2$  - підігрівачи низького тиску;  $1$  - підведення гріючої пари;  $2$  - відвід вторинної пари;  $3$  - підведення живильної води;  $4$  - продувка;  $5$  - відвід конденсату гріючої пари.

3 рівняння (3.1) визначають величину  $D_{en}$  при заданому значенні  $D_{ок}$ .

Аналогічно визначається тепловий баланс конденсатора випарника:

$$\begin{aligned} Q_{en1} &= D_{en1}(h_{en1} - h'_{en1})\eta_{квн} = D_{ок}(h_{квн2} - h_{квн1}), \\ D_{en1} &= D_{ок} \frac{h_{квн2} - h_{квн1}}{(h_{en1} - h'_{en1})\eta_{кв}} = D_{ок} \frac{\Delta h_{квн}}{q_{en1}\eta_{квн}}, \end{aligned} \quad (3.2)$$

де  $h_{квн1}$ ,  $h_{квн2}$  – ентальпії конденсату до та після конденсатора випарника, кДж/кг;  $D_{ок}$  – витрата основного конденсату через конденсатора випарника, кг/с;  $q_{en1}$  – теплота конденсації вторинної пари;  $\Delta h_{квн}$  – підвищення ентальпії основного конденсату в конденсаторі випарника. Так як  $q_{en1} \approx 2000$  кДж/кг, а  $\Delta h_{квн} = 60 - 80$  кДж/кг [10,15], кількість виходу дистиляту обумовлена здатністю конденсування конденсатора випарника, це може скласти (3 – 4) % від  $D_{ок}$ , або  $\sim (1,8 - 2,5)$  % від величини витрати пари на турбіну.

Відповідно до Норм технологічного проектування [17] продуктивність випарної установки повинна дорівнювати 2% від паропроодуктивності котлів. У ряді випадків передбачають дві випарні установки, що здатні забезпечити необхідний вихід дистиляту в широкому діапазоні навантажень турбіни. При зниженні навантаження турбіни витрата основного конденсату  $D_{ок}$  знижується згідно (3.2) та величина  $D_{en1}$  зменшується. На ТЕС, оснащеною випарниками, передбачається хімічна знесолююча установка, яка може доповнювати випарні установки. Знесолююча установка вводиться в дію з вводом першого блоку ТЕС.

Поверхня нагрівання випарника знаходиться з рівняння теплопередачі:

$$F_{en} = \frac{Q_{en}}{k_{en}\Delta t_{en}^p}, \quad (3.3)$$

де  $k_{en}$  – коефіцієнт теплопередачі випарника;  $\Delta t_{en}^p$  – розрахунковий температурний напір у випарнику

$$\Delta t_{en}^p = (t_{enн} - t_{en1}^н)\xi,$$



де  $\xi$  – понижувальний коефіцієнт, що враховує зміну температурного напору по висоті кип'ятильної трубки через підвищення рівня закипання й наявності економайзерної ділянки, звичайно приймають на рівні  $\xi = 0,90 - 0,85$ .

Передача тепла в секції нагрівання відбувається від пари, яка конденсується, при температурі  $t_{енн}$  до киплячої води при температурі  $t_{ен1}^H$ .

Визначення  $k_{ен}$  можна одержати за допомогою рівняння  $\Delta t_{ен}^p = \sum \Delta t$ , прийнявши  $\alpha_2 = \alpha_{кун}$  – коефіцієнт тепловіддачі від стінки до киплячої води.

З достатньою точністю для цього можна застосувати формулу для кипіння в необмеженому об'ємі [9-13]:

$$\alpha_2 = \alpha_{кун} = 97 \Delta t_2^{2,33} p_{ен1}^{0,5}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (3.4)$$

Оскільки  $\Delta t_2 = \frac{q}{\alpha_2}$ , то, підставивши значення  $\alpha_2$  з формули (3.4),

одержимо

$$\Delta t_2 = \left( \frac{q}{B_2} \right)^{0,3}, \text{ де } B_2 = 39 \cdot p_{ен1}^{0,5}.$$

У кінцевому результаті отримуємо розрахункове рівняння виду [9-12]:

$$\Delta t_{ен}^p - \frac{\delta}{\lambda} q = \left( \frac{q}{B_1} \right)^{\frac{4}{3}} = \left( \frac{q}{B_2} \right)^{0,3} \quad (3.5)$$

При заданій поверхні  $F_{ен}$  випарник може мати різну паропроодуктивність, яка визначається температурним напором  $\Delta t_{ен}$ .

Робота випарної установки характеризується теплом, що віддається з вторинною парою в конденсаторі випарника  $Q_{кен}$ , яке менше тепла первинної пари  $Q_{ен}$ , що передається у випарнику

$$Q_{ен} = Q_{кен} (1 + \varepsilon), \quad (3.6)$$

де коефіцієнт  $\varepsilon$  враховує різницю величин  $h_{ен1} - h_{жсв}$  і  $h_{ен} - h'_{ен}$ , див. (3.1) і (3.2);

звичайно приймається  $h_{ен} - h'_{ен} = q_{ен1} \approx 2000$  кДж/кг,  $h'_{ен1} - h_{жсв} = (80 - 100)$  кДж/кг.

Отже,  $\xi = 0,04 - 0,05$ .

Визначимо  $Q_{en}$  з рівняння теплопередачі:

$$Q_{en} = k_{ken} \Delta t_{en}^p F_{en} = k_{ken} \xi (t_{enn} - t_{en1}^n) F_{en}, \quad (3.7)$$

де  $Q_{ken}$  отримано з рівняння теплового балансу по водяній стороні

$$Q_{ken} = D_{ок} c_{en} (t_{ken2} - t_{ken1})$$

З формули для середнелогаріфмічного температурного напору можна визначити:

$$t_{ken2} = t_{en1}^n - \nu_{ken} = t_{en1}^n - (t_{en1}^n - t_{ken1}) \cdot \exp\left(-\frac{k_{ken} F_{ken}}{D_{ок} c_{en}}\right) \quad (3.7a)$$

В результаті одержуємо:

$$t_{ken2} - t_{ken1} = (t_{en1}^n - t_{ken1}) \cdot \left[ 1 - \exp\left(-\frac{k_{ken} F_{ken}}{D_{ок} c_{en}}\right) \right]. \quad (3.7б)$$

Підставивши формули (3.7), (3.7a) і (3.7б) в (3.6) маємо:

$$k_{ken} \xi F_{en} (t_{enn} - t_{en1}^n) = D_{ок} c_{en} (1 + \varepsilon) (t_{en1}^n - t_{ken1}) \left[ 1 - \exp\left(-\frac{k_{ken} F_{ken}}{D_{ок} c_{en}}\right) \right]$$

Позначимо  $k_{ken} \xi F_{en} = \varphi_1$ ,  $D_{ок} c_{en} (1 + \varepsilon) \left[ 1 - \exp\left(-\frac{k_{ken} F_{ken}}{D_{ок} c_{en}}\right) \right] = \varphi_2$ , одержуємо:

$$\begin{aligned} \varphi_1 (t_{enn} - t_{en1}^n) &= \varphi_2 (t_{en1}^n - t_{ken1}) \\ t_{en1}^n &= \frac{\varphi_1 t_{enn} + \varphi_2 t_{ken1}}{\varphi_1 + \varphi_2} \end{aligned} \quad (3.8)$$

Таким чином, температура насичення вторинної пари і її тиск встановлюється згідно (3.8) залежно від рівня температур  $t_{enn}$  і  $t_{ken1}$  та величин комплексів  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$ . За значенням  $t_{en1}^n$  по наведеним вище співвідношенням знаходимо паропродуктивність випарника.

Методику розрахунку випарної установки та приклад див. додаток Г.

Питання до розділу:

1. Яке призначення поверхневих випарників на ТЕС?
2. Як визначається тепловий баланс випарника?

3. Що таке конденсатор випарника і його призначення?

4. Які зміни відбуваються з первинним та вторинним теплоносієм у випарнику?

5. Можливо використання вище розглянутої методики для розрахунку випарників «миттєвого закипання»?

## Розділ 4

### Розрахунки на міцність елементів теплообмінників

#### 4.1 Особливості розрахунку на міцність окремих елементів

Формули, наведені нижче, приведено стосовно проектного розрахунку, завданням якого є визначення мінімально допустимої товщини стінки окремих елементів, що гарантує достатню міцність в умовах тривалої експлуатації теплообмінника при розрахункових параметрах теплоносіїв. Вихідними даними для розрахунку на міцність є результати теплового, конструкторського та гідравлічного розрахунків.

Перевірочні розрахунки на міцність виконуються за формулами, що отримані, з наведених нижче, шляхом трансформації або взяті зі спеціальної літератури [4,5,17,18].

Розрахунковий тиск приймається рівним найбільш можливому тиску теплоносія. Для елементів теплообмінників, які омиваються з двох сторін різними теплоносіями (трубки поверхонь нагрівання, трубні дошки та ін.), розрахунковим є найбільший однобічний робочий тиск одного з теплоносіїв.

Допустима напруга визначається як  $\sigma_{don} = \eta \sigma_{don}^*$ . Значення коефіцієнта  $\eta$ , який враховує умови роботи теплообмінника та ступінь вірогідності розрахункових формул наведено нижче.

Величини допустимої напруги  $\sigma_{don}^*$  залежно від розрахункової температури стінки, для деяких марок сталей з яких виготовляють теплообмінники наведено в табл. Д-1 додатку.

Коефіцієнт міцності  $\phi$  враховує зниження міцності через наявність поздовжніх зварних швів або ослаблення отворами. Значення коефіцієнта міцності стикових зварених з'єднань, що рекомендуються:

– для корпусів і обичайок регенеративних підігрівачів і пароперетворювачів, а також трубок поверхонь нагрівання  $\phi = 1,0$ ;

– для корпусів і обичайок мережних підігрівачів і випарників  
 $\varphi = 0,85 - 0,95$

При розрахунку на внутрішній тиск коефіцієнт міцності поперечного зварного шва не враховується, не враховується також його посилення.

Коефіцієнт міцності корпусу або обичайки, ослаблених двома отворами, обчислюється по формулі [4,17]:

$$\varphi = \frac{2,1 \cdot \varphi_{\min}}{1 + \varphi_{\min}},$$

де:  $\varphi_{\min}$  – коефіцієнт міцності при числі отворів у ряді більше двох визначається

як:  $\varphi_{\min} = \frac{t-d}{t}$  – для поздовжнього ряду або коридорного поля отворів у

поздовжньому напрямку;  $\varphi_{\min} = 2 \cdot \frac{t-d}{t}$  – для поперечного ряду або коридорного

поля отворів у поздовжньому напрямку ( $t$  – крок між центрами отворів,  $d$  – діаметр отвору).

Для поперечного (по колу) напрямку, крок  $t$  визначається по дузі середнього кола. При різних діаметрах отворів коефіцієнт міцності розраховується по середнеарифметичному значенню діаметру отворів.

При наявності ослаблення необхідно зробити перевірку припустимого діаметра неукріпленого отвору по відповідних формулах. Якщо в розрахунку фактичний діаметр перевищує найбільш припустимий, то отвір необхідно зміцнювати. Отвори діаметром більше 0,475 м підлягають зміцненню у всіх випадках [4,17].

Коефіцієнт міцності трубної дошки залежить від способу розбивки отворів і визначається [4,18]:  $\varphi = 0,935 - 0,65 \frac{d}{t}$  – при розбивці по трикутнику;

$\varphi = 0,975 - 0,68 \frac{d}{t}$  – при розбивці по квадрату ( $t$  – крок між центрами отворів,  $d$  – діаметр отворів у трубній дошці).

Звичайно приймають  $d = (1,01 - 1,02) \cdot d_z$ , а  $t = (1,3 - 1,4) \cdot d_z$  – при розвальцьовуванні трубок і  $t = 1,25 \cdot d_z$  – при зварюванні ( $d_z$  – зовнішній діаметр трубки).

Розрахунок товщини стінки при ослабленнях з різними значеннями коефіцієнта міцності, виконується по найменшому значенню коефіцієнта.

#### 4.1.1. Розрахунок циліндричних тонкостінних елементів

Номінальна товщина стінки труби, корпуса або обичайки, які знаходяться під внутрішнім тиском, повинна бути не менш визначеної за одною із формул (4.1а – за внутрішнім діаметром, 4.1б – за зовнішнім діаметром) [4,17]:

$$s = \frac{pD_e}{2\varphi\sigma_{don} - p} + C \quad (4.1a)$$

$$s = \frac{pD_z}{2\varphi\sigma_{don} + p} + C, \quad (4.1б)$$

де  $p$  – розрахунковий тиск, Па;  $\sigma_{don}$  – допустима напруга, при розрахунку тільки на дію тиску, Па, (для даного випадку  $\sigma_{don} = \sigma_{don}^*$  ( $\eta = 1,0$ ));  $D_e, D_z$  – відповідно внутрішній й зовнішній номінальні діаметри, м;  $\varphi$  – мінімальний коефіцієнт міцності елемента, приведений до поздовжнього напрямку ( $\varphi \leq 1,0$ );  $C$  – коефіцієнт збільшення до розрахункової товщини стінки, мм. Збільшення  $C$  на відхилення від номінальної товщини листа та на корозію приймаються:

а) для корпусів або обичайок, що зварюються з листа товщиною не більше 20 мм  $C = 1$  мм; при товщині листа більше 20 мм  $C = 0$ ;

б) для прямих труб  $C = A(s - C)$ , для гнутих –  $C = A_1(s - C)$ , але не менш 0,5 мм; значення  $A$  з табл. Д.2 [4,17].

Номінальна товщина стінки корпусу або обичайки, яка знаходиться під зовнішнім тиском, повинна бути не менше певної, розрахованої за формулою [4,17]:

$$s = \frac{pD_e}{4\sigma_{don}} \left[ 1 + \sqrt{1 + \frac{al\sigma_{don}}{p(D_e + L)}} \right] + C \quad (4.2)$$

де  $l$  – висота (довжина) корпусу або обичайки (при наявності «кілець твердості»);  $L$  – відстань між сусідніми кільцями повинна не перевищувати  $2D_e$ ;  $a = 0,0625$  для горизонтальних і  $a = 0,0375$  для вертикальних теплообмінників;  $C = 2$  мм;

$\sigma_{don} = 0,5\sigma_{don}^*$  (\* у чисельнику формули (4.2) – при  $1,9 \leq \frac{R}{D_3} \leq 3,5$ , у знаменнику – при  $\frac{R}{D_3} > 3,5$ , де  $R$  – радіус гнуття).

Номінальна товщина стінки труб із зовнішнім діаметром не більше 0,2 м, які знаходяться під тиском зовні, визначається за формулою (4.1б) при  $\sigma_{don} = 0,7\sigma_{don}^*$ . Отримана при розрахунку товщина стінки округляється до найближчого більшого розміру, наявного в сортаменті листів або труб.

При необхідності товщина стінки може бути збільшена понад розрахункову з урахуванням вимог, що впливають із особливостей конструкції, технології виготовлення й умов експлуатації теплообмінника.

Найбільший допустимий діаметр неукріпленого отвору попередній (на рис. 4.1 –  $d$ ) обчислюється по одній з нижче приведених формул в залежності від того, який з діаметрів є номінальним [4,17]:

$$\left. \begin{aligned} d_{nn} &= 1,2 \left( \frac{4}{3\varphi_0} - 1 \right) \sqrt{(D_e + s)(s - C)} \\ d_{nn} &= 1,2 \left( \frac{4}{3\varphi_0} - 1 \right) \sqrt{(D_3 - s)(s - C)} \end{aligned} \right\} \varphi_0 > 0,5 \quad (4.3)$$

$$\left. \begin{aligned} d_{nn} &= 2 \left( \frac{1}{\varphi_0} \right) \sqrt{(D_e + s)(s - C)} \\ d_{nn} &= 2 \left( \frac{1}{\varphi_0} \right) \sqrt{(D_z - s)(s - C)} \end{aligned} \right\} \varphi_0 \leq 0,5 \quad (4.4)$$

Якщо номінальним є внутрішній діаметр, то  $\varphi_0 = \frac{p[D_e + (s - C)]}{2\sigma_{don}(s - C)}$ , при номінальному зовнішньому діаметрі –  $\varphi_0 = \frac{p[D_z - (s - C)]}{2\sigma_{don}(s - C)}$ .

#### 4.1.2. Розрахунок опуклих днищ та кришок

Номінальна товщина стінки опуклих днищ або кришок еліптичної й сферичної форми, глухих або з неукріпленими отворами (рис. 4.1), повинна бути не менш обумовленої за формулою [4,17]:

$$s = \frac{pD_e}{4\sigma_{don} - p} \cdot \frac{D}{2h_e} + C \quad (4.5)$$

Формула (4.5) застосовується в умовах:

$$\frac{h}{D_e} \geq 0,2; \quad \frac{s - C}{D_e} \leq 0,1; \quad \frac{d}{D_e} \leq 0,6$$

Товщина стінки днища або кришки повинна прийматися не менш розрахункової для циліндричного борта (обичайки) за формулами (4.1а, 4.1б) при  $\varphi = 1$ .

Допустима напруга визначається як  $\sigma_{don} = \eta \sigma_{don}^*$ ; причому значення  $\eta$  приймається рівним 1,05 – при дії внутрішнього тиску; 0,75 – при дії зовнішнього тиску.



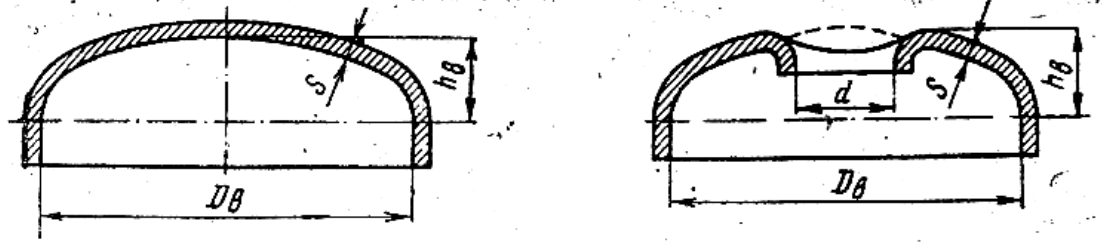


Рис. 4.1. Опуклі еліптичні днища корпусу підігрівача.

Коефіцієнт  $z$  (в ф-лі (4-5)), що враховує ослаблення неукріпленим отвором, визначається в такий спосіб [4,17]:

а) при  $\frac{d}{\sqrt{D_в(s-C)}} \leq 0,4$ ;  $z = 1,0$

б) при  $0,4 \leq \frac{d}{\sqrt{D_в(s-C)}} \leq 2,0$ ;  $z = \frac{2}{1,25 \frac{d}{\sqrt{D_в(s-C)}} + 1,5}$

в) при  $\frac{d}{\sqrt{D_в(s-C)}} \geq 2,0$ ;  $z = \frac{2}{1,25 \frac{d}{\sqrt{D_в(s-C)}} + 1,5}$

г) для глухих днищ і кришок та з повністю укріпленим отвором  $z = 1,0$ .

При наявності двох або більше отворів (рис. 4.2), коефіцієнт  $z$  визначається по діаметру найбільшого отвору. При змінній товщині стінки (рис. 4.3) розрахунок виконується також за формулою (4.5), причому розрахункова товщина стінки дорівнює  $s = 0,5 \cdot (s_{\min} + s_{\max})$ , а  $s_{\min}$  не повинна бути менш розрахункової товщини циліндричного борту, тобто  $s_{\min} \geq s_{\max}$  [17].

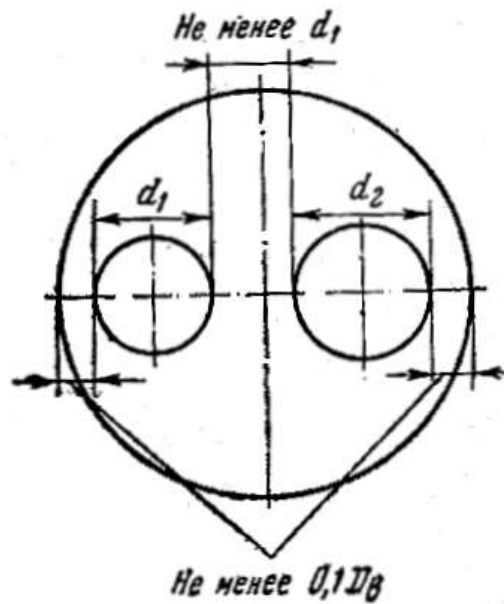


Рис. 4.2. Опукле днище корпусу з отворами.

Величина збільшення  $C$  визначається з умови  $C = 0,05 (s - C)$  і повинна бути не менш 1,0 мм.

Розрахункова товщина стінки округлюється з урахуванням технології виготовлення до найближчого більшої товщини листа за сортаментом. Якщо допуск, при штампуванні днища, стоншення стінки перевищує 5% розрахункової товщини, остання повинна бути збільшена на різницю між фактичним і 5% стоншенням.

У всіх випадках номінальна товщина стінки днища повинна становити не менш 6 мм.

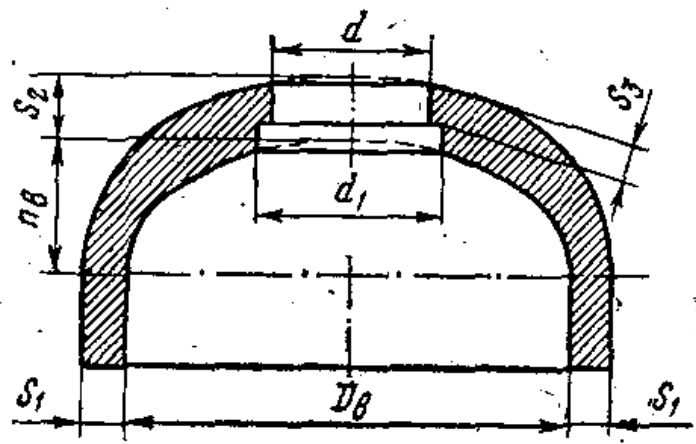


Рис. 4.3. Опукле днище корпусу зі змінною товщиною стінки.

Найбільший допустимий діаметр неукріпленого отвору (попередній, на рис. 4.3 – *d*) можна визначити за однією з наступних формул [17]:

$$d_{nn} = 0,4\sqrt{D_e(s-C)} \quad \text{при } z_0 = 1,0;$$

$$d_{nn} = 1,2\left(\frac{4}{3z_0} - 1\right)\sqrt{D_e(s-C)} \quad \text{при } 0,5 \leq z_0 \leq 1,0;$$

$$d_{nn} = 2\left(\frac{1}{z_0} - 1\right)\sqrt{D_e(s-C)} \quad \text{при } z_0 \leq 0,5;$$

при чому

$$z_0 = \frac{p \left[ D_e + \frac{2h_e}{D_e}(s-C) \right]}{4\sigma_{дон}(s-C)\frac{2h_e}{D_e}}$$

Найбільший допустимий діаметр неукріпленого отвору визначається тільки у випадках, коли днище або кришка розраховувалися як глухі, або коли необхідно розрахувати зміцнення отвору.

#### 4.1.3 Розрахунок плоских днищ

Товщина плоского круглого днища найпоширеніших конструкцій деяких типів теплообмінників повинна бути не менш певної, яка визначається за формулою [4,17]:

$$s = \frac{0,41D_e}{K_0} \sqrt{\frac{p}{\sigma_{дон}}}, \quad (4.6)$$

де: для днища з відбортованими краями замість  $D_e$  у формулу підставляється величина  $D_e - r_e$ , ( $r_e$  – внутрішній радіус закруглення відбортовки); коефіцієнт  $K_0$  приймається рівним наступним значенням: а) для днищ без отворів  $K_0 = 1,0$ ;

б) при наявності отворів  $K_0 = 1 - 0,43 \frac{d}{D_e}$  при  $\frac{d}{D_e} < 0,35$ ,  $K_0 = 0,85$  при

$0,35 \leq \frac{d}{D_e} \leq 0,75$ , ( $d$  – діаметр одиночного отвору або еквівалентний діаметр, при наявності двох отворів:  $d_{екв} = \sqrt{d_1^2 + d_2^2}$ ).

Допустима напруга визначається співвідношенням  $\sigma_{дон} = 0,85 \sigma_{дон}^*$  – для днищ із відбортованими краями,  $\sigma_{дон} = 0,6 \sigma_{дон}^*$  – для днищ іншої конструкції.

#### 4.1.4. Розрахунок трубних дошок підігрівачів.

Вплив способу кріплення трубної дошки (рис. 4.4) на її розрахункову товщину враховується коефіцієнтом  $K$ . Для трубної дошки, закріпленої між фланцями корпусу й кришки, у всіх випадках дорівнює  $K = 1,0$ . Розрахункова товщина трубної дошки при цьому дорівнює товщині її в середній частині; поглиблення або виступи під прокладку не враховуються.

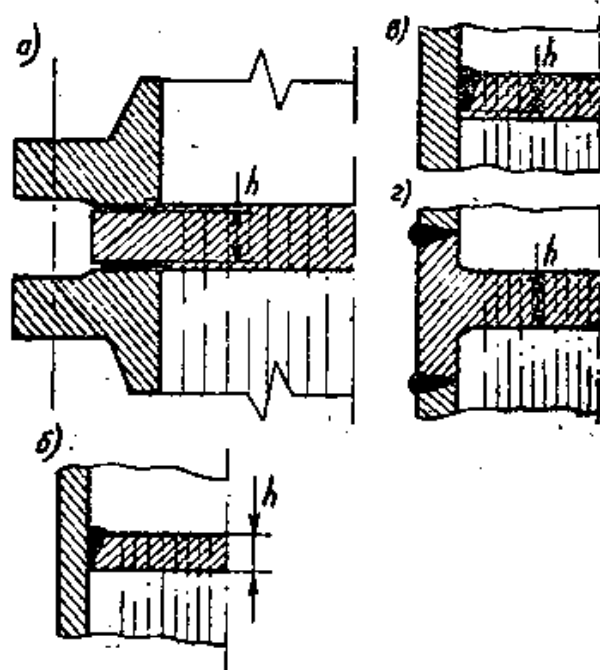


Рис. 4.4. З'єднання трубної дошки з корпусом теплообмінника: а) фланцеве; б) приварене по всій товщині дошки; в) приварене по частині товщини дошки; г) вбудоване у корпус.

Розрахункова товщина трубних дошок, приварених до корпусу по зовнішньому контурі або вбудованих, дорівнює катету зварного шва. При цьому коефіцієнт  $K$  визначається за графіком (додаток Д) [18]. При користуванні цими графіками попередньо задаються товщиною трубної дошки, уточнюючи її наприкінці розрахунку. Для цього рекомендується спочатку визначити товщину трубної дошки  $h$  (при  $K = 1,0$ ); потім по відношенню  $s/h$  ( $s$  – товщина циліндричної обичайки в місці з'єднання її із трубною дошкою) знайти  $K$ , після чого знову визначити  $h$ . Якщо розбіжність між отриманим і попередньо прийнятим значенням  $h$  (при  $K = 1,0$ ) перевищує 5%, розрахунок необхідно повторити при новому значенні  $s/h$ .

Допустима напруга для трубних дошок дорівнює  $\sigma_{don} = 0,85\sigma_{don}^*$ . Якщо циліндрична обичайка й приварена до неї трубна дошка виготовлені з різних марок сталей, розрахунок дошки виконується по меншій допустимій напрузі.

Остаточно прийнята товщина трубної дошки може бути більше розрахункової, якщо цього вимагають технологічні й експлуатаційні умови.

#### 4.2 Теплообмінники з $U$ -образними трубками

При відсутності анкерних зв'язків товщина трубної дошки визначається за формулою [4,18]:

$$h = 0,393KD_s \sqrt{\frac{p}{\varphi\sigma_{don}}}, \quad (4.7)$$

де:  $K$  знаходиться за графіком рис. Д.1 додатку.

При наявності одного анкерного зв'язку в центрі трубної дошки товщина  $h$  розраховується:

$$h = 0,393KD_s \sqrt{\frac{1}{\varphi\sigma_{don}} \left[ p - 3,82\sigma_{don}^{zg} \frac{f_c}{(KD_s)^2} \right]}, \quad (4.8)$$

де  $D_e$  – розрахунковий діаметр трубної дошки, що відповідає внутрішньому діаметру корпусу;  $\sigma_{don}^{36} = 0,4\sigma_{don}^*$  – допустима напруга для сталі анкерних зв'язків;  $f_{36}$  – площа поперечного перерізу анкерного зв'язку, що задовольняє умові:

$$f_c \geq \frac{(F - 0,785d^2)p}{\sigma_{don}^{36}},$$

де  $F$  – площа трубної дошки по внутрішньому діаметрі  $D_e$  корпусу;  $d$  – діаметр отвору в трубній дошці для анкерного зв'язку.

Коефіцієнт  $K$  в цьому випадку визначається за графіком на рис. Д.2 додатку в залежності від параметрів  $s/h$  і  $\frac{Q^*}{2\pi M_s}$ , де  $Q^* = \sigma_m^{36} f_{36}$  – граничне зусилля на один анкерний зв'язок;  $\sigma_m^{36} = 1,5\sigma_{don}^*$  – границя текучості сталі анкерного сполучення;  $M_s = 1,08\varphi \frac{\sigma_m h^2}{4}$  – гранично припустиме значення моменту, яке сприймається трубною дошкою;  $\sigma_m = 1,5\sigma_{don}^*$  – границя текучості сталі трубної дошки.

Якщо величина  $\left[ p - 3,82\sigma_{don}^{36} \frac{f_{36}}{(KD_e)^2} \right]$  є негативною (має місце запас по міцності), товщину трубної дошки встановлюють конструктивно.

З умови надійного розвальцьовування трубок мінімальна товщина сталеві трубної дошки повинна становити  $h = 5 + 0,125 \cdot d$ , мм [18].

При наявності  $n_{36}$  анкерних зв'язків, розташованих по окружності з діаметром  $D_{36}$ , то  $h$  визначають за формулою:

$$h = 0,393KD_e \sqrt{\frac{1}{\varphi\sigma_{don}^{36}} \left[ p - 3,82\sigma_{don}^{36} \frac{n_{36}f_{36}}{(KD_e)^2} \left( 1 - \frac{D_{36}}{KD_e} \right) \right]}, \quad (4.9)$$

де:  $K$  знаходиться за графіком (рис. Д.3) в залежності від значення параметрів

$$s/h \text{ і } \frac{n_{36}Q^*}{2\pi M_s}.$$

Значення рекомендованого діаметра окружності анкерних зв'язків приймається на рівні  $D_{зв} = (0,45 - 0,55) D_6$ .

Анкерні зв'язки застосовуються у випадках, коли тиск у трубках більше тиску в міжтрубному просторі, а жорсткість кришки теплообмінника значно перевищує жорсткість трубної дошки. Способи з'єднання анкерних зв'язків із трубною дошкою й кришкою показані на рис. 4.8.

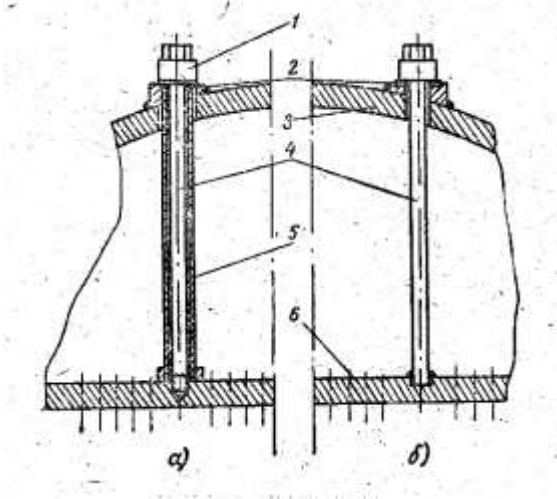


Рис. 4.8. Способи з'єднання анкерних зв'язків із кришкою та трубною дошкою: а) на різьбленні, б) приваркою до трубної дошки. 1 – гайка колпачкова; 2 – ущільнення; 3 – кришка; 4 – анкерний зв'язок; 5 – втулка; 6 – трубна дошка.

#### 4.3 Теплообмінники із прямими трубками

##### 4.3.1 Теплообмінники з «плаваючою камерою»

Товщина нерухливої трубної дошки теплообмінника, закріпленої між двома фланцями, яка не має анкерних зв'язків, при розрахунковому тиску середовища, рівному тиску в трубках, визначається по формулі [4,18]:

$$h = 0,393 K D_6 \sqrt{\frac{1}{\varphi \sigma_{дон}} \left[ p \left( 1 - 1,27 \frac{n f_6}{D_6^2} \right) - \frac{p_c}{2} \right]}, \quad (4.10)$$

де:  $f_6 = 0,785 d_6^2$  – площа, обмежена внутрішньою окружністю трубки;  $n$  –

кількість трубок (отворів) у трубній дошці;  $p_c = 0,77 \frac{P_c^* n}{D_6^2}$  – допустимий

протитиск від стислих трубок розподілений по площі трубної дошки;  $P_c^*$  – граничне зусилля для стислої трубки, яке діє в поздовжньому напрямку та приймається рівним найменшому із трьох значень [18]:

$$P_c^* = \frac{4\pi^2 EI}{L^2} \quad (\text{а}),$$

$$P_c^* = \sigma_m^m f_m \quad (\text{б}), \quad (4.11)$$

$$P_c^* = A d_n \quad (\text{в});$$

де:  $E$  – модуль пружності матеріалу трубок (для вуглецевої сталі  $E \approx 0,2 \cdot 10^6$  МПа, для латуні  $E \approx 0,08 \cdot 10^6$  МПа);  $I$  – момент інерції перетину трубки ( $I = \frac{\pi}{64}(d_3^4 - d_6^4)$ ),  $\text{м}^4$ ;  $L$  – довжина трубки, м;  $\sigma_m^m = 1,5\sigma_{don}^*$  – границя текучості матеріалу трубок, Па;  $d_3, d_6$  – зовнішній і внутрішній діаметри трубки, відповідно, м;  $f_m$  – площа поперечного перерізу трубки ( $f_m = \frac{\pi}{2}(d_3 + d_6)S$ ),  $\text{м}^2$ ;  $A$  – емпіричний коефіцієнт для трубок розвальцьованих в отворах  $A = 1,225 \cdot 10^6$ , для приварених до дошки трубок  $A = 2,255 \cdot 10^6$ .

Якщо тиск теплоносія в міжтрубному просторі, більше, ніж у трубках, товщина нерухливої трубною дошки визначається по формулі (4.10), але із заміною  $f_6$  на  $f_3$  і  $p_c$  на  $p_0$ : при цьому,  $f_3 = \frac{\pi d_3^2}{4}$  – площа, обмежена зовнішньою окружністю трубки,  $\text{м}^2$ ;  $p_0 = 0,77 \frac{P_0^* n}{D_6^2}$  – допустимий протитиск розподілений по площі трубною дошки від розтягнутих трубок. Величина граничного зусилля  $P_0^*$  для трубки при цьому повинна прийматися меншому із двох значень:

$$P_0^* = \sigma_m^m f_m \quad (\text{а});$$

$$P_0^* = A d_n \quad (\text{б}); \quad (4.12)$$

Якщо отримана величина  $p_c$  або  $p_0$  більше робочого тиску  $p$ , то вона підставляється в розрахункові формули замість  $p_c$  або  $p_0$ .



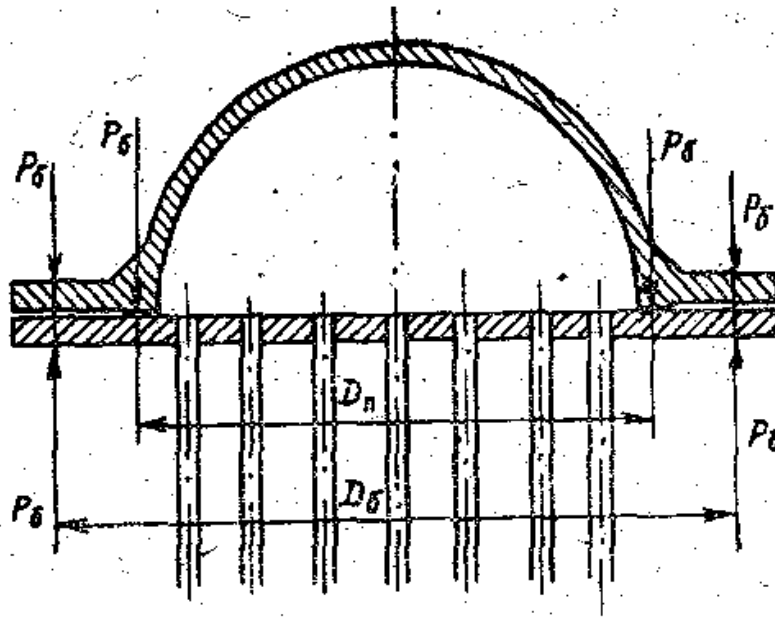


Рис. 4.9. «Плаваюча камера» теплообмінника із прямими трубками [1,4].

Товщина рухливої трубної дошки, з'єднаної із дном «плаваючої камери» болтами або шпильками (рис. 4.9), визначається по одній з наступних формул:

а) при тиску з боку трубного простору:

$$h = 0,393 D_n \sqrt{\frac{1}{\varphi \sigma_{\text{дон}}} \left[ p \frac{D_n}{D_\delta} \left( 1 - 1,27 \frac{n f_\delta}{D_\delta^2} \right) + 3,82 \frac{p_\delta}{D_n^3} (D_\delta - D_n) - \frac{p_c}{2} \right]} \quad (4.13)$$

б) при тиску з боку міжтрубного простору:

$$h = 0,393 D_n \sqrt{\frac{1}{\varphi \sigma_{\text{дон}}} \left[ p \frac{D_n}{D_\delta} \left( 1 - 1,27 \frac{n f_\delta}{D_\delta^2} \right) - 3,82 \frac{p_\delta}{D_n^3} (D_\delta - D_n) - \frac{p_0}{2} \right]}, \quad (4.14)$$

де:  $D_n$  – діаметр середньої окружності прокладки;  $D_\delta$  – діаметр ділильної окружності центрів отворів для болтів (шпильок);  $p_\delta = \sigma_\delta^0 F_\delta z$  – сумарне допустиме зусилля для  $z$  болтів (шпильок);  $\sigma_\delta^0 = \sigma_{\text{дон}}^*$  – допустима напруга для матеріалу болтів;  $F_\delta$  – площа найменшого поперечного перерізу болта.

#### 4.3.2 Теплообмінники із двома фіксованими трубними дошками

Внаслідок жорсткості конструкції теплообмінників даного типу в розрахунку необхідно враховувати додаткове зусилля  $Q_m$ , що діє на трубні дошки при наявності різниці температурних подовжень корпусу й трубок:

$$Q_m = \frac{(\alpha_{Lm}t_m - \alpha_{Lk}t_k)E_m F_m E_k F_k}{E_m F_m + E_k F_k}, \quad (4.15)$$

де  $\alpha_{Lm}$ ,  $\alpha_{Lk}$  – коефіцієнти лінійного розширення матеріалу трубок і корпусу, 1/К (для латуні  $\alpha_L = (17,487 + 0,00877 \cdot t) \cdot 10^6$ , для вуглецевої сталі  $\alpha_L = (11,188 + 0,00526 \cdot t) \cdot 10^6$ ) [17];  $t_m, t_k$  – розрахункові температури стінки трубок і корпусу, відповідно;  $E_m$ ,  $E_k$  – модуль пружності матеріалу трубок і корпусу, відповідно;  $F_m = \pi(d_z - s_m)s_m n$  – площа поперечного перерізу  $n$  трубок з товщиною стінки  $s_m$ , м<sup>2</sup>;  $F_k = \pi(d_z - s_k)s_k n$  – площа поперечного перерізу корпусу при товщині стінки  $s_k$ , м<sup>2</sup>.

Абсолютна величина зусилля  $Q_m$  повинна бути не більше  $nP^*$ , де  $P^*$ , це граничне зусилля стиску  $P_c^*$  або розтягування  $P_0^*$  для трубки, яке розраховується за формулами (4.11) і (4.12).

Розподілений тиск на трубні дошки діаметром  $D$  від різниці температурних подовжень трубок і корпусу визначається за формулою [18]:

$$p^t = \frac{4Q_m}{\pi D^2} \quad (4.16)$$

Розподілений тиск на дошки від дії розрахункового тиску:

$$p^p = \frac{4p_m}{\pi D^2}, \quad (4.17)$$

де зусилля від тиску теплоносія, сприймане трубками, дорівнює:

$$p_m = \frac{p^p}{1 + \frac{E_\kappa F_\kappa}{E_m F_m}}, \quad (4.18)$$

При тиску з боку міжтрубного простору

$$p^p = p \left( 1 - 1,27 \frac{nf_3}{D^2} \right) \frac{\pi D^2}{4}, \quad (4.19)$$

а при тиску з боку трубного простору

$$p^p = p \left( 1 - 1,27 \frac{nf_6}{D^2} \right) \frac{\pi D^2}{4} \quad (4.19a)$$

Тоді результуючий тиск:

$$p_m = p^t - p^p \text{ (при } Q_m > 0); \quad (4.20a)$$

$$p_m = -(p^t + p^p) \text{ (при } Q_m < 0). \quad (4.20б)$$

Товщина трубної дошки, привареної до корпусу, при тиску з боку міжтрубного простору розраховується за формулою:

$$h = 0,393KD \sqrt{\frac{1}{\varphi\sigma_{don}} \left[ p \left( 1 - 1,27 \frac{nf_3}{D^2} \right) + p_m - \frac{p'_0}{2} \right]}, \quad (4.21)$$

а при тиску з боку трубного простору:

$$h = 0,393KD \sqrt{\frac{1}{\varphi\sigma_{don}} \left[ p \left( 1 - 1,27 \frac{nf_6}{D^2} \right) - p_m - \frac{p'_c}{2} \right]} \quad (4.22)$$

У формулах (4.21) та (4.22)

$$p'_0 = p_0 + p_m, \quad (4.23)$$

$$p'_c = p_c - p_m, \quad (4.24)$$

де  $p_c$  й  $p_0$  визначаються з урахуванням тиску робочого середовища відповідно до формул (4.11) і (4.12).

Значення  $K$  визначається з графіка на рис. Д.4 по попередньо обумовлених значеннях  $P^*$  при розтягуванні або стиску трубок формули (4.11) і (4.12) і  $M_s$ , а також  $s/h$ .

Товщина трубних дощок, закріплених між фланцями, визначається також за формулами (4.21) і (4.22), при  $K = 1,0$ .

Отримане значення товщини трубної дошки необхідно зіставити з мінімально необхідним за умовою надійності вальцювання трубок (див. вище). Остаточно приймається більше із цих двох значень.

Для теплообмінників жорсткої конструкції необхідна перевірка напруги, яка виникає у корпусі, за формулою [17,18]:

$$\sigma_k = \frac{P}{F_k} \quad (4.25)$$

Осьове зусилля  $P$  в корпусі дорівнює алгебраїчній сумі зусиль обумовлених різницею температурних подовжень (формула 4.16) і тиску робочого середовища, яке визначається за формулою [17,18]:

$$P_k = \frac{P^p}{1 + \frac{E_m F_m}{E_k F_k}}, \quad (4.26)$$

де  $P^p$  розраховується по формулах (4.19 та 4.19а).

Якщо  $\sigma_k > \sigma_{don}$ , то необхідна установка лінзового компенсатора.

#### 4.4 Особливості розрахунку фланцевих з'єднань

Розрахунок фланцевих з'єднань складається з розрахунку фланців і кріпильних деталей. Як кріплення використовують болти або переважніше шпильки.

Застосовувані типи фланців наведено на рис. 4.11.

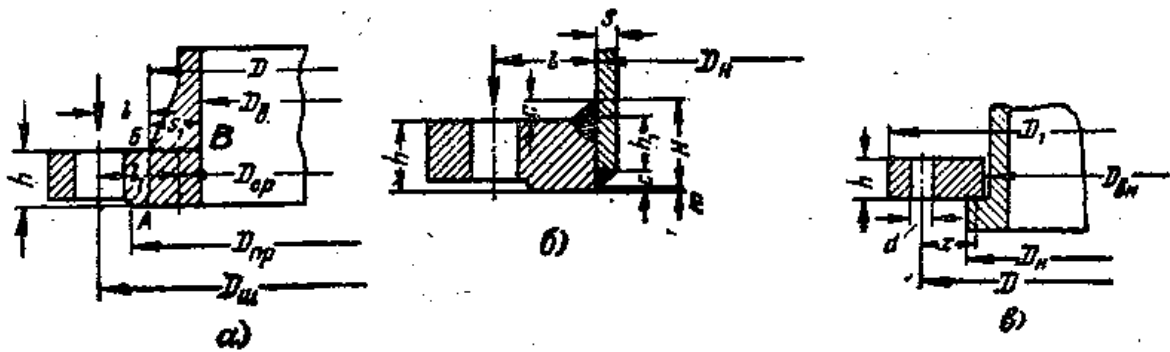


Рис. 4.11. Типи фланців: а) кований; б) зварений; в) накладний.

Розрахунки фланцевих з'єднань виконуються, звичайно, як перевірочні: спочатку по відповідних державних стандартах і нормах вибирають тип, розміри й матеріал елементів, після чого визначають напруги в заданих умовах роботи теплообмінника.

#### 4.4.1 Розрахунок кріпильних деталей

Розрахунок болтів або шпильок зводиться до визначення їхнього діаметру й кількості [17,18]. При відсутності внутрішнього тиску сила  $P_n$ , передана шпильками (болтами) на прокладку й герметичність фланцевого з'єднання, може бути визначена за формулою:

$$P_n = \pi D_n b' q_n \quad (4.27)$$

де:  $D_n$  – середній діаметр прокладки, м;  $b'$  – умовна ширина прокладки, що відповідає дійсній поверхні зіткнення її з ущільнювальними поверхнями фланців, м (звичайно в розрахунках приймають  $b' = 0,5 \cdot b_0$ );  $q_n$  – необхідний попередній питомий тиск на прокладку (табл. Д.3), що забезпечує герметичність з'єднання, Па.

У робочих умовах сила, необхідна для створення герметичності, визначається як

$$P_2 = \pi (D_e + b_0) b_0 m p, \quad (4.28)$$

де  $D_e$  – внутрішній діаметр прокладки, м;  $m$  – коефіцієнт питомого тиску на прокладку (табл. Д.3);  $p$  – розрахунковий тиск середовища, Па;  $b_0$  – повна ширина прокладки, м.

Крім того, у робочих умовах на шпильки діє зусилля  $P_1$  від внутрішнього тиску:

$$P_1 = 0,785(D_e + b_0)^2 p \quad (4.29)$$

Загальне число шпильок визначається при умові, що

$$n \geq \frac{P_1 + P_2}{q_{ш}} \quad (4.30a)$$

Навантаження  $q_{ш}$ , що допускається, на одну шпильку можна визначити, задаючись діаметром шпильки:

$$q_{ш} = 0,785d_{ш}^2 \sigma_{дон} \quad (4.30б)$$

де  $\sigma_{дон}$  – допустима напруга у шпильці, Па (при робочій температурі рівній температурі теплоносія в корпусі теплообмінника),  $d_{ш}$

При відсутності внутрішнього тиску маємо:

$$n \geq \frac{P_n}{q_{ш}}, \quad (4.30в)$$

де  $P_n$  визначається по (4.27).

Загальне число шпильок або болтів забезпечує однаковий натяг при збиранні фланцевого з'єднання і повинно бути кратним чотирьом.

Крок шпильок (болтів) на фланцях приймають у межах (2,5 – 4,0)  $d_{ш}$  [17,18].

#### 4.4.2 Розрахунок фланців різних типів

а) Ковані фланці.

Міцність фланця перевіряють у двох перетинах: АВ і БВ [17]. Напруга від вигину фланця в перетині АВ (рис. 4.11, а) дорівнює:

$$\sigma' = \frac{0,955 \left( \frac{D_{ш}}{D} - 1 \right) P}{h^2} \leq \sigma_{дон} \quad (4.31)$$

Міцність фланця перевіряють у двох перетинах: АБ і БВ [17]. Зусилля  $P$  приймається рівним більшому із двох значень:  $P_1 + P_2$  (формули (4.28 і 4.29)) і  $P_n$  (формула 4.27).

Напруга, яка виникає від вигину фланця в перетині БВ:

$$\sigma'' = \frac{0,382 P \left( \frac{D_{ш}}{D} - 1 \right)}{S_1^2} \leq \sigma_{дон}, \quad (4.32)$$

де  $\sigma_{дон} = \sigma_{дон}^*$  – допустима напруга для матеріалу фланців при розрахунковій температурі, Па (інші позначення представлені на рис. 4.11, а).

Якщо  $\sigma_{дон} > \sigma_{дон}^*$ , варто збільшити  $D, h, D_{сер}, S_1$  і повторити розрахунок.

б) Приварні фланці.

Напруга від вигину в тілі фланця визначається по формулі (4.31) із заміною  $D$  на  $D_3$  (рис. 4.11, б).

Напруга від вигину у звареному шві

$$\sigma_{ш} = \frac{1,91 \cdot P \cdot l \cdot H}{D_3 (H^3 - h_1^3)} \quad (4.33)$$

Дотичне напруження, що зрізує зварений шов:

$$\sigma_{зр} = \frac{0,159 P_1}{D_3 G}, \quad (4.34)$$

де  $P_1$  визначається по формулі (4-29) (інші позначення на рис. 4.11, б).

Наведена напруга у зварному шві

$$\sigma_{нав} = \sqrt{\sigma_{ш}^2 + 3\sigma_{зр}^2} \leq \sigma_{дон}^{ш}, \quad (4.35)$$

де  $\sigma_{дон}^{ш} = 0,86 \sigma_{дон}^*$  – допустима напруга у зварному шві.

в) Накидні фланці

Величини внутрішнього ( $D_{\text{вн}}$ ) і зовнішнього ( $D_1$ ) діаметрів фланця, діаметра отвору під шпильки ( $d$ ), а також відстані  $x$  приймаються з конструктивних міркувань, причому значення  $x$  повинне бути мінімально можливим (рис. 4.11, в).

Товщина фланця визначається за формулою:

$$h = \sqrt{\frac{1,91P \cdot x}{(D_1 - D_{\text{вн}} - 2d) \sigma_{\text{дон}}^*}}, \quad (4.36)$$

Зусилля  $P$  – за формулою (4.31).

Приклад розрахунку на міцність приведено в додатку Д для випарника.

Питання до розділу:

1. Які особливості розрахунку корпусів або обичайок з отворами?
2. Чим визначається розрахункова товщина трубної дошки підігрівача?
3. Яке призначення виконують анкерні зв'язки між трубною дошкою та кришкою підігрівача?
4. Які ви знаєте способи з'єднання анкерних зв'язків із кришкою та трубною дошкою.
5. Що являє собою «плаваюча камера» у теплообміннику?
6. Які типи фланців використовуються в конструкціях теплообмінників.
7. Якими елементами з'єднуються фланці теплообмінників?



## **ДОДАТКИ**

# Додаток А. Технічні характеристики теплообмінників теплових схем турбоустановок.

Таблиця А.1. Технічні характеристики підігрівачів високого тиску [2].

Типорозмір	Площа поверхні теплообміну, м <sup>2</sup>			Розрахунковий тепловий потік, МВт	Максимальна температура пари, °С	Номинальна витрата води, кг/с	Гідравлічний опір, МПа	Габаритні розміри, мм		Маса підігрівача, т.	
	повна	зона ОП	зона ОК					Висота	Діаметр корпусу	сухого	повністю заповненого водою
ПВ-350-230-21-111	303	—	67,2	20,1	355	104,2	0,21	6730	1532	19,0	27,6
ПВ-350-230-36-1	350	31,6	42,1	15,2	430	104,2	0,21	7000	1548	23,0	33,3
ПВ-350-230-50-1	350	31,6	42,1	16,9	475	104,2	0,21	7000	1564	25,7	36,6
ПВ-425-230-13-1	425	42,0	63,0	14,1	450	152,8	0,24	7390	1732	26,5	40,2
ПВ-425-230-25-1У	383	—	63,0	17,6	475	152,8	0,24	6795	1740	24,9	42,0
ПВ-425-230-37-1	425	42,0	63,0	13,3	500	152,8	0,24	7390	1760	32,1	46,0
ПВ-475-230-50-1	477	83,0	41,5	19,6	420	152,8	0,41	8250	1772	38,1	39,2
ПВ-450-230-25 (ПВД-550-230-25)	450	48,0	72,0	12,8	450	152,8	0,2	8050	1540	27,9	37,5
ПВ-450-230-35 (ПВД-550-230-35)	450	48,0	72,0	20,7	450	152,8	0,2	8050	1550	30,0	39,6
ПВ-450-230-50 (ПВД-550-230-50)	450	48,0	48,0	19,3	340	152,8	0,2	8050	1568	33,1	42,7
ПВ-775-265-13	775	82,5	92,8	19,5	480	194,4	0,24	9625	2244	51,0	79,9
ПВ-775-265-31-1	703	—	92,8	32,2	350	194,4	0,23	8780	2260	50,0	75,1
ПВ-775-265-45	775	82,5	51,6	20,7	405	194,4	0,23	9625	2290	63,5	93,5

ПВ-760-230-14-1	676	—	95,0	29,0	350	236,1	0,15	8370	2280	54,5	84,5
ПВ-800-230-21	800	84,5	63,4	27,9	375	236,1	0,11	9050	2280	63,0	90,3
ПВ-800-230-32	800	84,5	31,7	22,2	475	236,1	0,12	9050	2280	62,9	90,1
ПВ-900-3 80-18-1	992	101,0	152,0	27,2	475	263,9	0,14	8860	2464	76,5	106,5
ПВ-900-3 80-66-1	980	101,0	75,0	25,9	390	263,9	0,14	8860	2520	91,4	121,4
ПВ-1200-3 80-43-1	1203	125,0	188,0	46,9	335	263,9	0,18	8860	2680	92,1	127,1
ПВ-1250-380-21	1300	124,0	187,0	42,0	425	286,1	0,1	10 330	2664	100,3	140,0
ПВ-1550-3 80-70	1558	152,0	152,0	41,8	365	286,1	0,11	10 455	2960	159,3	222,3
ПВ-1700-380-51	1678	134,0	201,0	71,0	310	286,1	0,12	9855	3112	140,4	188,9
ПВ-1800-37-2,0	1782	108,0	126,0	69,1	450	472,2	0,07	11 175	2860	126,7	173,4
ПВ-1800-37-4,5	1890	—	126,0	88,5	300	472,2	0,06	11 305	2910	150,5	196,2
ПВ-1800-37-6,5	1782	98,6	81,4	57,9	350	472,2	0,15	11 395	2960	172,0	214,1
ПВ-2500-380-17	2505	235,0	250,0	67,0	450	508,3	0,32	13 750	3272	200,5	293,0
ПВ-2500-380-37	2531	141,0	270,0	92,5	295	508,3	0,24	13 750	3310	228,2	319,2
ПВ-2500-3 80-61	2579	188,0	121,0	80,0	355	508,3	0,25	13 750	3360	280,0	371,3
ПВ-1600-92-15-2A	1548	—	332,0	44,0	243	405,6	0,294	10 850	2672	93,0	138,0
ПВ-1600-92-20-2A	1548	—	332,0	35,7	243	405,6	0,294	10 850	2672	92,8	137,8
ПВ-1600-92-30-2A	1548	—	332,0	36,3	243	405,6	0,294	10 850	2672	92,7	137,7
ПВ-2500-97-10A	2370	—	345,0	164,0	216	907,2	0,25	14 090	3272	150,0	243,0
ПВ-2500-97-18A	2370	—	345,0	185,0	216	907,2	0,25	14 090	3272	150,0	243,0
ПВ-2500-97-28A	2370	—	345,0	292,0	216	907,2	0,25	14 090	3272	169,0	264,0

Таблиця А.2. Технічні характеристики підігрівачів низького тиску [2].

Типорозмір	Площа поверхні теплообміну, м <sup>2</sup>	Розрахунковий тепловий потік, МВт	Максимальна температура пари, °С	Номінальна витрата води, кг/с	Гідравлічний опір, МПа (кіл-ть ходів по воді)	Габаритні розміри, мм		Маса ПНТ, т	
						Висота	Діаметр корпусу	сухого	повністю заповненого водою
ПН-100-16-4-Г	100	1,7	240	72,2	0,029 (4)	3500	1020	2,9	5,3
ПН-100-16-4-III	100	1,6	240	75,0	0,029 (4)	3645	1020	3,4	5,6
ПН-130-16-9-I	130	7,3	400	63,9	0,088 (6)	4585	1020	3,6	8,3
ПН-130-16-10-II	130	7,3	400	63,9	0,088 (6)	4680	1020	3,9	7,0
ПН-200-16-7-I	200	10,2	240	97,2	0,069 (6)	4820	1224	6,0	10,6
ПН-250-16-7-II	250	11,6	400	111,1	0,069 (6)	5560	1224	6,5	11,9
ПН-250-16-7-Псв	250	11,6	425	111,1	0,042 (4)	5560	1224	6,5	11,9
ПН-250-16-7-Шсв (IVсв)	250	11,6	400	111,1	0,098 (6)	5275	1224	6,8	11,7
ПН-350-16-7-1	352 (24 ОП)	24,0	400	159,7	0,057 (4)	5777	1424	10,2	17,6
ПН-350-16-7-11	351 (29 ОК)	17,1	400	159,7	0,053 (4)	5777	1424	10,8	17,4
ПН-350-16-7-III	350	24,3	400	136,1	0,048 (4)	5777	1424	10,4	17,8
ПН-400-26-7-1	478 (98 ОП)	20,9	400	208,3	0,098 (4)	5985	1624	13,7	23,4
ПН-400-26-7-II ПН-400-26-8-V	400	26,8	400	208,3	0,044 (4)	5655	1624	12,3	21,9
ПН-400-26-2-1У	400	15,5	400	208,3	0,044 (4)	5655	1624	12,5	23,1
ПН-550-25-1-IV	580	19,4	285	216,7	0,098 (4)	6450	1632	17,4	31,0

ПН-550-25-6-111	580	31,6	285	216,7	0,098 (4)	6450	1632	17,6	31,0
ПН-550-25-6-11	578 (28 ОК)	26,3	285	183,3	0,098 (4)	6730	1632	18,1	32,3
ПН-550-25-6-1	580 (38,5 ОП)	23,9	320	183,3	0,0 98 (4)	6450	1632	17,0	30,6
ПН-850-25-6-1	870 (130 ОП)	32,4	350	241,7	0,12 (4)	7700	1832	22,5	38,0
ПН-1100-25-6-1	1117 (158 ОП, 120 ОК)	44,7	350	363,9	0,11 (4)	7950	2040	28,5	50,0
ПН-1900-32-6-11	1940	70,4	310	538,0	0,068 (4)	8970	2650	50,2	91,3
ПН-1900-32-6-1	1940	72,7	320	538,9	0,064 (4)	8970	2650	49,1	90,3
ПН-2300-25-7-У	2398	78,1	200	673.6	0,073 (4)	9455	2852	61,3	82,1
ПН-2300-25-7-1У	2395	70.9	200	673.6	0,069 (4)	9455	2852	61,8	82,9
ПН-2300-25-7-III	2395	70.9	150	789 4	0,087 (4)	8800	2852	61,9	104,4
ПН-2300-25-7-11	2300 (405 ОП, 195 ОК)	74,1	220	789,4	0,116(4)	9150	2852	60,7	105,9
ПН-2300-25-7-1	2395 (350 ОК)	79,4	280	789,4	0,087 (4)	8800	2852	61,3	108,0
ПН-800-29-7-1А	750	20,9	200	208,3	0,04 (4)	7500	1832	22,7	40,3
ПН-800-29-7-ПА	800	36,3	200	216,7	0,035 (4)	7515	1824	19,9	36,1
ПН-800-29-7-ША	800	22,2	200	263,9	0,044 (4)	7515	1824	19,6	35,9
ПН-800-29-7-1УА	800	33,7	200	263,9	0,045 (4)	7515	1824	19,6	35,9
ПН-800-29-7-УА	800	23,7	200	291,7	0,049 (4)	7490	1824	19,5	35,7
ПН-950-42-8А	950	22,9	170	350,0	0,014(4)	9325	2032	36,1	70,7
ПН-1200-25-6-1А	1180	34,7	200	311,4	0,039 (2)	9640	2050	47,5	81,0
ПН-1200-25-6-ПА	1215	43,5	200	370,8	0,039(2)	9653	2050	47,0	76,5
ПН-1200-42-4-1А	1200	37,9	150	422,5	0,021 (2)	10 450	2632	46,5	70,0

ПН-1800-42-8-1А	1800	45,1	170	700,0	0,058 (4)	9430	2632	62,5	114,0
ПН-1800-42-8-ПА	1800	48,0	195	700,0	0,059 (4)	9430	2632	61,4	110,0
ПН-1800-42-8-ША	1800	76,2	170	700,0	0,059 (4)	9430	2632	61,6	110,0
ПН-1800-42-8-1УА	1800	66,0	170	700,0	0,06 (4)	9430	2632	61,4	110,0
ПН-1900-42-4-1А	1900	118,3	145	733,9	0,021 (2)	10 280	3264	68,9	95,0
ПН-1900-42-4-ПА	1900	79,2	145	818,6	0,025 (2)	10 280	3264	68,2	95,0
ПН-1900-42-4-ША	1900	89,8	190	818,6	0,025 (2)	10 280	3264	68,2	95,0
ПН-1900-42-13-1УА	1900	70,8	190	1051,4	0,038 (2)	10 280	3280	70,0	95,0
ПН-3000-25-16-ША	3000	176,5	200	1112,5	0,0316(2)	10 542	3060	98,9	165,0
ПН-3000-25-16-1УА	3000	115,8	200	1448,3	0,0495 (2)	10 542	3060	99,3	165,0
ПН-3200-30-16-1А	3200	90,2	200	1082,2	0,0284 (2)	11 000	3480	121,2	200,0
ПН-3200-30-16-ПА	3200	123,3	200	1430,6	0,056 (2)	11 000	3480	121,3	200,0

Примітки:

1. Площі поверхні, зазначені в дужках, відносяться до зони охолодження пари (ОП) або конденсату (ОК) і входять у зазначену площу поверхні підігрівача.
2. Наведено максимальні значення розрахункового теплового потоку для установок, у яких використовується даний підігрівач, при номінальному режимі роботи.

Таблиця А.3. Технічні характеристики охолоджувачів конденсату (дренажу) [2].

Характеристика	Типорозмір						
	ОВ-40М	ОВ-44	ОВ-140М	ОВ-150-3А	ОВ-320	ОВ-700	ОКГ-500-25-15-І А(ІІА)
Площа поверхні теплообміну, м <sup>2</sup>	40	44	140	150	320	630	505
Розрахунковий тиск, МПа:							
води в трубній системі	2,45	1,08	2,45	2,5	2,3	2,5	2,5
конденсату в корпусі	0,59	0,15	0,3	0,3	0,3	0,5	1,5
Витрата номінальна, кг/с:							
води	44,4	20,0	177,8	86,1	251,4	472,2	723,6
конденсату	26,5	9,0	177,8	38,9	166,7	388,9	133,3 (254,1)
Температура, °С:							
води	150	73	37	—	28,6	—	—
конденсату	164	101	45	104,5	37,5	39,5	—
Гідравлічний опір при номінальній витраті води, МПа	-	0,01	-	0,01	-	0,0315	-
Діаметр корпусу, мм	630	630	826	1024	1320	1524	1800
Висота (довжина для ОКГ), мм	4558	4755	4206	6325	5110	7445	4380
Маса охолоджувача, т:							
сухого	2,302	2,376	4,075	7,534	10,3	19,3	17,0
заповненого водою	3,437	—	5,85	11,25	—	30	27,6

Примітки:

1. Всі апарати, крім ОКГ, вертикальні. 2. Розрахунковий тепловий потік для ОВ-700 становить 10,3 МВт

Таблиця А.4.1. Технічні характеристики мережних підігрівачів вертикального типу [2].

Типорозмір	Розрахункові параметри								Розрахунковий номінальний тепловий потік, МВт	Габаритні розміри, мм		Маса, т
	пари			води						Висота, <i>H</i>	Діаметр корпуса, <i>D</i>	
	Тиск, МПа	Температура, °С	Номінальна витрата, кг/с	Тиск, МПа	Температура на вході/виході, °С	Номінальна витрата, кг/с	Швидкість в трубах, м/с	Гідрравлічний опір, МПа				
ПСВ-90-7-15	0,25	126,8	7,5	1,57	70/110	97	1,95	0,025	16,3	5470	1020	4,2
	0,78	169,6	8,33	1,57	110 (70)/150	97 (49)	1,95 (20)	0,04 (0,03)	16,3	5470	1020	4,2
ПСВ-200-7-15	0,78	164,2	18,28	1,57	70/150	111	1,95	0,04	37,8	5760	1232	7,44
ПСВ-500-3-23	0,25	126,8	31,94	2,35	70/110	417	1,95	0,055	69,8	7960	1624	14,65
	0,39	142,9	28,47	2,35	95/130	417	2,0	0,055	61,0	7960	1624	14,65
ПСВ-500-14-23	0,78	169,6	34,03	2,35	110/150	417	2,0	0,06	69,8	7763	1640	16,03
	1,47	197,4	45,0	2,35	130/180	417	2,1	0,06	87,2	7763	1640	16,03

Примітки:

1. Для всіх підігрівачів зазначені характеристики при числі ходів по нагріваємій воді, що дорівнює двом; для ПСВ- 90-7-15 у дужках наведені характеристики при числі ходів по воді, що дорівнює чотирьом.
2. Всі підігрівачі розраховані на максимальну температуру пари, рівну 400 °С.
3. Розрахункові теплові потоки відповідають чистим поверхням при розрахунковому тиску насиченої пари.



Таблиця А.4.2. Технічні характеристики мережних підігрівачів горизонтального типу [2].

Типорозмір	Розрахункові параметри							Розрахунковий номінальний тепловий потік, МВт	Габаритні розміри, мм		Маса, т
	пари		води						Довжина	Діаметр корпуса	
	Тиск, МПа	Номіналь- на витрата, кг/с	Тиск, МПа	Макси- мальна темпе- ратура на вході, °С	Номіналь- на витрата, кг/с	Швидкість в трубах, м/с	Гідравліч- ний опір, МПа				
ПСГ-3-8-1	0,03—0,25	16,1	0,88	120	347	1,59	0,035	34,9	7190	2120	19,1
ПСГ-1300-3-8-1	0,03—0,25	29,2	0,88	120	556	1,70	0,042	64,0	7790	2520	29,6
ПСГ-1300-3-8-11									8480		30,75
ПСГ-2300-2-8-1	0,03—0,20	47,2	0,88	115	972	2,05	0,067	101,8	9330	3028	48,6
ПСГ-2300-3-8-11	0,06—0,25			120					9130		47,75
ПСГ-5000-2,5-8-1	0,03—0,15	81,9	0,88	105	1667	2,22	0,097	191,9	12720	3640	108,54
ПСГ-5000-3,5-8-1	0,06—0,20			115					11620		98,55
ПСГ-5000-3,5-8-П	0,06—0,20			115					13140		93,8

## Примітки:

1. Число ходів по нагріваємій воді, дорівнює чотирьом.
2. Максимальна температура пари, що гріє, становить 250° С (для ПСГ-5000 - 300° С).
3. Максимальний підігрів води дорівнює 50 °С.
4. Розрахункові теплові потоки відповідають чистим поверхням.
5. Максимальна витрата пари й тепловий потік в 2 рази вище зазначених значень; максимальна витрата води більше номінального в 1,3 (для ПСГ-5000) і в 1,6 рази (для ПСГ-800).

Таблиця А.5. Технічні характеристики випарників [2].

Типорозмір	Площа поверхні теплообмі- ну, м <sup>2</sup>	Трубки секції нагрівання		Живий перетин перфорації промивочного пристрою, %	Робочий тиск, МПа			Номінальна витрата по вторинній па- рі, кг/с	Габаритні розміри, мм, (не більше)	
		Кіл-ть, шт.	Довжина, мм		максимально припустимий	вторинної пари (в між- трубній системі)	первинної пари (в корпу- сі)		Висота	Діа- метр корпу- са
И-120-0,6-1	120	902	1590	2,2	0,59	0,20—0,40	0,12—0,25	Не більше 1,7	10 000	2050
И-120-0,6-III				3,1	0,59	0,27—1,26	0,12—0,27	2,5—3,5		
И-120-1,6-11				2,4	1,57	0,50—1,57	0,27—0,63	2,5—5,0		
И-250-0,6-1	250	1736	1625	1,0	0,59	0,31—0,59	0,25—0,43	Не більше 3,1	11000	2850
И-250-0,6-11				2,0	0,59	0,20—0,59	0,12—0,36	3,3—5,0		
И-250-1,6-Н				2,0	1,57	0,59—1,57	0,36—0,82	5,0—7,5		
И-350-0,6-1	350	1764	2290	1,6	0,59	0,35—0,59	0,25—0,42	Не більше 5,0	11 500	2850
И-350-0,6-П				3,0	0,59	0,18—0,35	0,12—0,25	Не більше 5,0		
И-600-0,6-1	600	1764	3590	1,6	0,59	0,35—0,59	0,25—0,48	Не більше 5,0	13 000	2850
И-600-0,6-И				2,8	0,59	0,16—0,58	0,12—0,40	5,0—8,9		
И-600-1,6-П				2,8	1,57	0,58—1,57	0,40—0,98	8,9—13,3		
И-1000-0,6-1	1000	2726	3590	3,1	0,59	0,34—0,59	0,25—0,42	11,9—13,9	13 000	3450
И-1000-0,6-11				4,2	0,59	0,18—0,59	0,12—0,40	9,7—16,4		
И-1000-1,6-П				4,2	1,57	0,59—1,57	0,40—0,98	16,4—23,3		

И-490А*	491	1981	3100	Приблизно 3,5	2,06/1,18	0,88	0,63	6,83	8600	2650
И-1000А**	1068	3279	4100	Приблизно 4	2,2/1,2	1,2	0,9	6,1—20	11 525	3472

\*- для турбоустановок К-550-6,4/50,

\*\* - для турбоустановок К-750-6,4/50

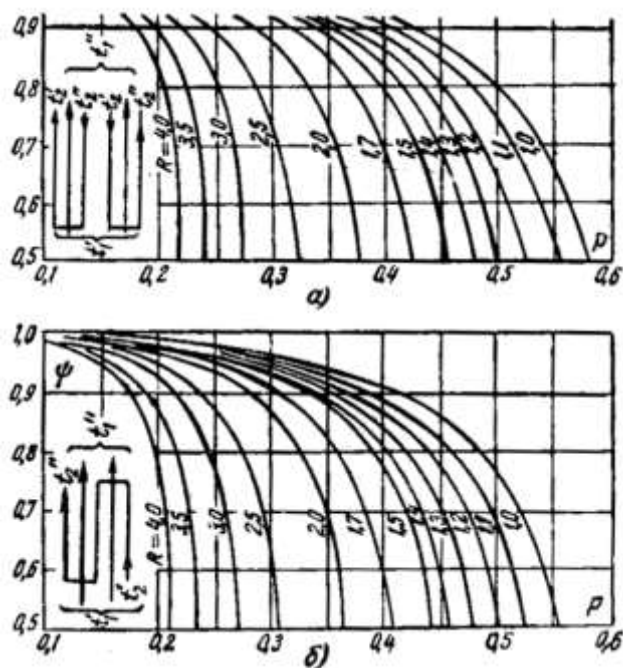
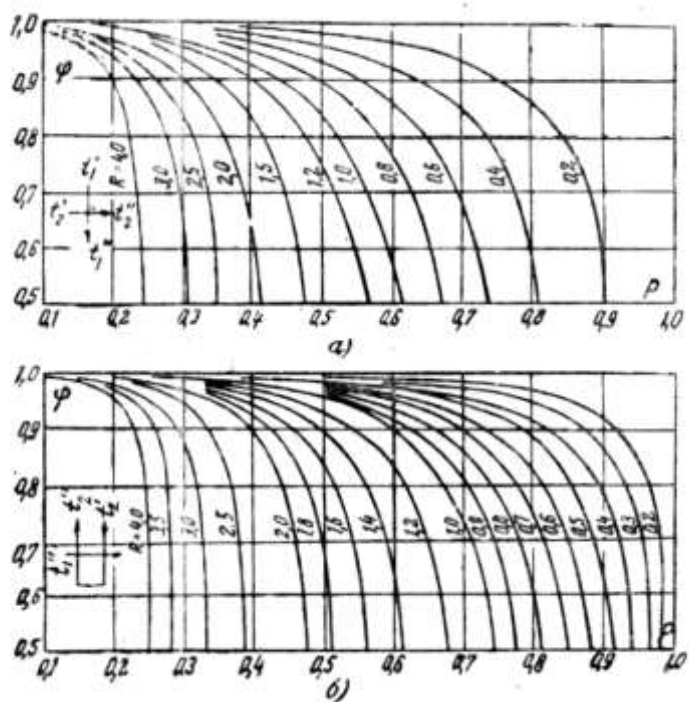
Примітки:

1. Площа поверхні теплообміну розрахована по внутрішньому діаметрі трубок.

2. У секції нагрівання випарників для ТЕС застосовуються трубки діаметром 32х2,5 мм, як правило, зі сталі 20; у випарниках для АЕС - трубки діаметром 32х2 мм із нержавіючої сталі.

## Додаток Б.

## Коефіцієнти для теплового та гідравлічного розрахунків.

Рис.Б.1(А). Коефіцієнт  $\Psi = f(P, R)$  для паралельно-змішаної течії [4,14].Рис.Б.1(Б). Коефіцієнт  $\Psi = f(P, R)$  для перехресної течії [4,14].

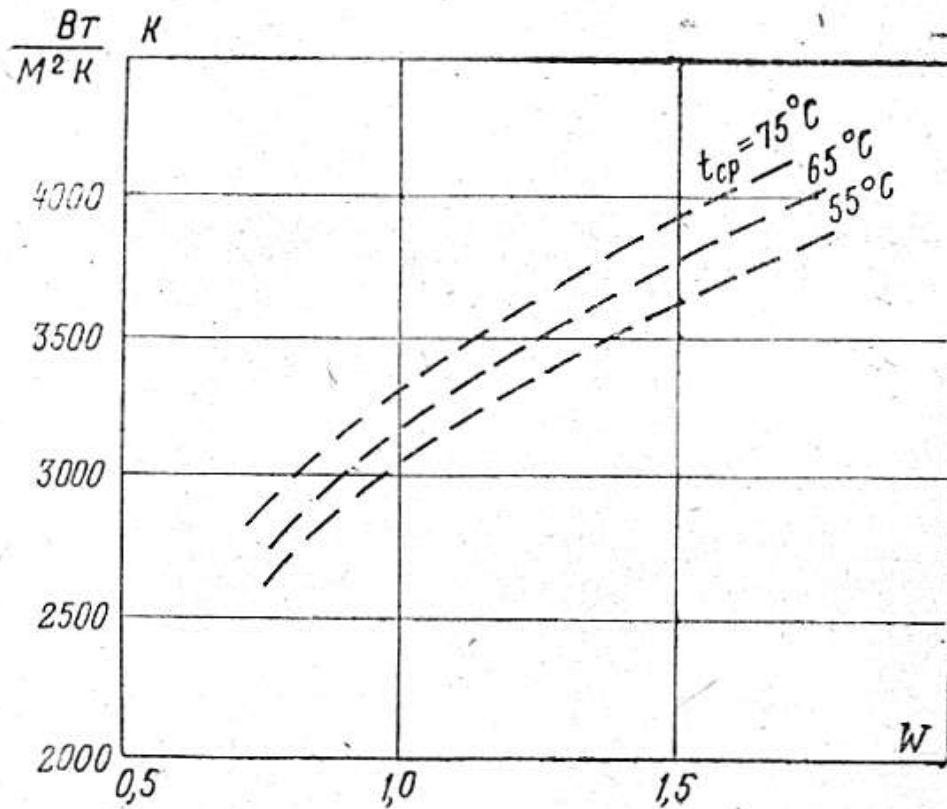


Рис. Б.2. Коефіцієнт теплопередачі горизонтального мережного підігрівача (ПСГ-2250) за даними [8].

Таблиця. Б.1 Значення коефіцієнтів місцевих опорів для деяких елементів теплообмінників [14].

№, з/р	Характеристика місцевого опору	$\xi$
1	Вхід у камери й вихід з камер під кутом в $90^\circ$ до трубок (удар і поворот).	1,5
2	Вхід з камер у трубки й вихід із трубок у камери.	1,0
3	Поворот на $180^\circ$ у камері при переході з одного пучка трубок в інший.	2,5
4	Поворот в U- образній трубці.	0,5
5	Вхід у трубу з колектора, що роздає, з торцевим підведенням:	
	а) при числі рядів труб уздовж колектора не більше 10,	0,7
	б) при числі рядів труб уздовж колектора більше 15.	1,4
6	Вихід із труби в колектор, що збирає, з торцевим відводом при числі рядів труб $n$	$1,1 + 0,9n \left( \frac{d}{d_{\text{кол}}} \right)^4$
7	Круглі змійовики при числі витків $n$	$0,5n$
8	Вхід у міжтрубний простір під кутом $90^\circ$ до трубок.	1,5
9	Вихід з міжтрубного простору під кутом $90^\circ$ до трубок.	1,0

10	Поворот на 180° у кромці поздовжньої перегородки у міжтрубному просторі.	1,5
11	Обгинання перегородок, що підтримують трубки.	0,5...1,0
12	Поворот на 90° у міжтрубному просторі.	1,0
13	Коліно лите ( $R/D_y = 1$ )	0,6
14	Коліно круто загнуте ( $R/D_y = 1,5$ ) при кутах повороту:	
	– 90°	0,25
	– 60°	0,20
	– 45°	0,16

Таблиця Б.2 Коефіцієнти місцевого опору зварних трійників [14].

# Коефіцієнти місцевого опору трійників

## Характеристика трійника

## Розрахункова формула

### 1. Злиття потоків

$Q_n$   
 $F_n$   
 $Q_c$   
 $F_c$   
 $Q_\delta$   
 $F_\delta$   
 $Q_c = Q_n + Q_\delta$   
 $\frac{Q_\delta}{Q_c} = q, \frac{F_\delta}{F_c} = a$

а) Бічне відгалуження. Опір між перерізами с-с і б-б.

$$\xi_\delta = A \left[ 1 + \left( \frac{q}{a} \right)^2 + 2(1-q)^2 \right]$$

$q$	0-02	03	04	05	06	07	08	09	10
$A$	10	03	07	055	06				

б) Прямий прохід. Опір між перерізами 1-1 і с-с.

$$\xi_n = q(1,55 - q)$$

### 2. Розділення потоків

$Q_c$   
 $F_c$   
 $Q_n$   
 $F_n$   
 $Q_\delta$   
 $F_\delta$   
 $Q_c = Q_\delta + Q_n$   
 $\frac{Q_\delta}{Q_c} = q$   
 $\frac{F_\delta}{F_c} = a$

а) Бічне відгалуження. Переріз с-с і б-б.

$$\xi_\delta = A' \left[ 1 + \left( \frac{q}{a} \right)^2 \right]$$

$A' = 1$  при  $\frac{q}{a} \leq 0,8$

$A' = 0,9$  при  $\frac{q}{a} > 0,8$

б) Прямий прохід. Переріз с-с і 1-1.

$$\xi_n = 0,4q^2$$

### 3. Злиття зустрічних потоків

$Q'_\delta$   
 $Q''_\delta$   
 $Q_c$

Коефіцієнт місцевого опору між перерізами б-б і с-с.

$$\xi_\delta = 1 + \frac{1}{a^2} + \frac{3}{a^2}(q^2 - q)$$

### 4. Розбіжні потоки

$Q_\delta$   
 $Q'_\delta$   
 $Q''_\delta$

Коефіцієнт місцевого опору між перерізами с-с і б-б.

$$\xi_\delta = 1 + 0,3 \left( \frac{q}{a} \right)^2$$

Примітка: Варто мати на увазі, що обумовлені по формулах табл. Б.2 коефіцієнти місцевого опору віднесені до швидкості з'єднаного потоку в перетині с - с.

## Додаток В.

### Тепловий розрахунок підігрівача високого тиску типу ПВ з вбудованими охолоджувачами пари та дренажу.

#### В.1 Вихідні та додаткові дані для розрахунку.

Таблиця. В.1 Вихідні дані.

Пара для нагрівання з відбору турбіни			
№, п/п	Параметр	Розмірність	Величина
1	Тиск, $P_n$	Мпа	6,6
2	Температура, $t_n$	°С	390
3	Ентальпія, $h_n$	кДж/кг	3140,9
4	Температура насичення, $t_n$	°С	281,85
5	Ентальпія конденсату пари для нагрівання, $h_n$	кДж/кг	1246,8
Живильна вода			
6	Витрата живильної води, $G_{жв}$	кг/с	258,4 (930 т/год)
7	Тиск живильної води, $P_{жв}$	МПа	32,0
8	Температура живильної води на вході в підігрівач, $t'_{жв}$	°С	241
9	Ентальпія живильної води на вході в підігрівач, $h'_{жв}$	кДж/кг	1047,95
10	Витрата живильної води через охолоджувач дренажу (задаємось), $G_{жв}^{од}$	кг/с	44,4
11	Витрата живильної води через «власне» підігрівач (задаємось), $G_{жв}^{сп}$	кг/с	214
12	Витрата живильної води через охолоджувач пари (задаємось), $G_{жв}^{оп}$	кг/с	29,5

Для даного приклада розрахункова схема представлена на рис. В.1.

Поверхня нагрівання підігрівача складається з охолоджувача пари, «власне» підігрівача й охолоджувача дренажу.

Витратою живильної води по поверхнях нагрівання задаємося (див. 2.1).

Для розрахунку теплового балансу підігрівача необхідно знати: температуру живильної води на виході із «власне» підігрівача  $t_{жв}^{вн}$ , а з використанням перегріву пари – також і температуру живильної води  $t_{жв}$  на виході.

Також необхідно знати температуру конденсату граючої пари на виході з охолоджувача дренажу.

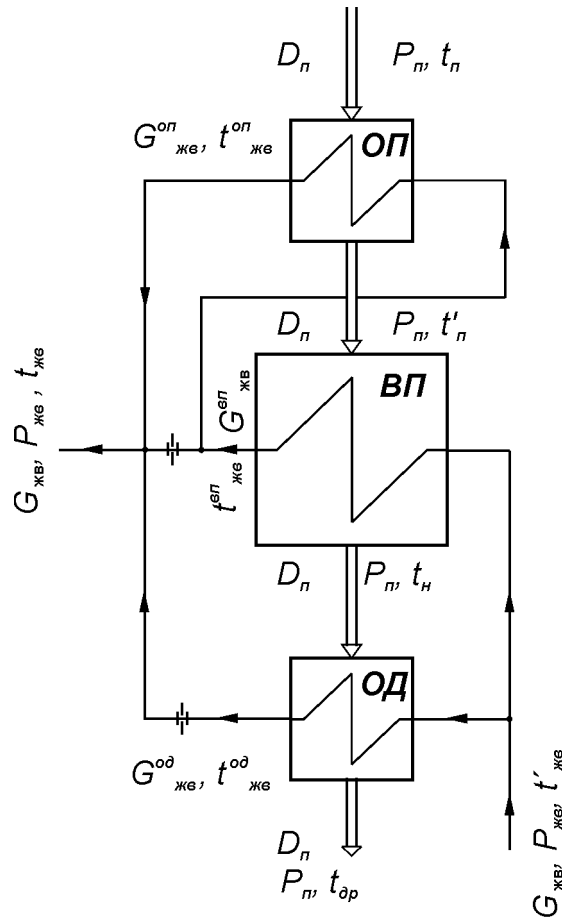


Рис. В.1. Розрахункова схема ПВТ [1,6].

Температура живильної води на виході із «власне» підігрівача приймається з визначення недогріву, до температури насичення:

$$t_{жс}^{ен} = t_n - \vartheta$$

Задаємося  $\vartheta = 4,85 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ; тоді  $t_{жс}^{ен} = 281,85 - 4,85 = 277 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , тоді при  $p_{жс} = 32,0 \text{ МПа}$  й  $t_{жс}^{ен} = 277,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ентальпія живильної води складе  $h_{жс}^{ен} = 1215,4 \text{ кДж/кг}$  [15].

Температура живильної води на виході з підігрівача з урахуванням використання тепла перегріву пари приймається за умови відсутності конденсації пари в ОП, при тому, що температура стінки труби охолоджувача буде вище температури насичення граючої пари. При цьому можна приймати, що температура живильної води на виході із ПВТ вище на  $1 - 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$  температури насичення гріючої пари. Цю температуру оцінюють із рівняння теплового балансу, прийнявши, що гріюча пара на виході з ОП має температуру на  $(10 - 25) \text{ }^{\circ}\text{C}$  вище температури насичення, тобто, для нашого приклада приймаємо:



$$t'_n = t_n + 20,15 = 281,85 + 20,15 = 302 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура конденсату граючої пари на виході з охолоджувача дренажу приймається рівною  $t_{dp} = t'_{жсв} + 10 = 241 + 10 = 251 \text{ } ^\circ\text{C}$  (температура дренажу повинна бути вище температури води на вході в підігрівач на  $(5 - 10) \text{ } ^\circ\text{C}$ . Враховуючі вище викладене маємо (див. табл. В.2):

Таблиця В.2 Параметри середовища нагрівання на виході з ОП и ОД.

Теплоносій нагрівання на виході з ОП і ОД			
№, з/П	Параметр	Розмірність	Величина
1	Температура пари на виході з охолоджувача пари, $t'_n$	$^\circ\text{C}$	302
2	Ентальпія пари на виході з охолоджувача, $h'_n$ (при $p_n = 6,6 \text{ Мпа}$ )	кДж/кг	2865,9
3	Температура конденсату на виході з охолоджувача дренажу, $t_{dp}$	$^\circ\text{C}$	251
4	Ентальпія конденсату на виході з охолоджувача дренажу, $h_{dp}$ (при $p_n = 6,6 \text{ Мпа}$ )	кДж/кг	1090,7

Складемо рівняння теплового балансу для поверхонь нагрівання:

а) для охолоджувача пари

$$Q_{on} = D_n (h_n - h'_n) \eta_n = G_{жсв}^{on} (h_{жсв}^{on} - h_{жсв}^{en})$$

б) для «власне» підігрівача

$$Q_{en} = D_n (h'_n - h_n) \eta_n = G_{жсв}^{en} (h_{жсв}^{en} - h_{жсв})$$

в) для охолоджувача дренажу

$$Q_{od} = D_n (h_n - h_{dp}) \eta_n = G_{жсв}^{od} (h_{жсв} - h'_{жсв})$$

Теплове навантаження «власне» підігрівача (по водяній стороні) визначаємо:

$$Q_{en} = 214(1215,4 - 1047,95) = 35,8 \cdot 10^3 \text{ кВт}.$$

Кількість пари поданої на підігрівач

$$D_n = \frac{35,8 \cdot 10^3}{(2865,9 - 1246,8) \cdot 0,98} = 22,6 \text{ кг / с}$$

Теплове навантаження охолоджувача пари (по паровій стороні)

$$Q_{on} = 22,6 \cdot (3140,9 - 2865,9) \cdot 0,98 = 6,1 \cdot 10^3 \text{ кВт}$$

Ентальпія живильної води на виході з охолоджувача пари:

$$h_{жв}^{on} = 1215,4 + \frac{6,1 \cdot 10^3}{29,5} = 1421,4 \text{ кДж / кг}.$$

Температура живильної води (при  $p_{жв} = 32$  МПа)  $t_{жв}^{on} = 315,8^\circ \text{C}$  [15].

Теплове навантаження охолоджувача дренажу (зі сторони конденсату гріючої пари)

$$Q_{од} = 22,6 \cdot (1246,8 - 1090,7) \cdot 0,98 = 3,46 \cdot 10^3 \text{ кВт}$$

Ентальпія живильної води на виході з охолоджувача дренажу

$$h_{жв}^{od} = 1047,95 + \frac{3,46 \cdot 10^3}{44,4} = 1126,9 \text{ кДж / кг}$$

Температура живильної води на виході з охолоджувача дренажу (при  $p_{жв} = 32,0$  МПа) [15]

$$t_{жв}^{od} = 258,5^\circ \text{C}$$

Ентальпія живильної води на виході з підігрівача визначається з рівняння змішання (рис. В.1):

$$D_{жв} h_{жв} = G_{жв}^{on} h_{жв}^{on} + (G_{жв}^{en} - G_{жв}^{on}) h_{жв}^{en} + G_{жв}^{od} h_{жв}^{od},$$

підставивши дані, одержимо:

$$258,4 \cdot h_{жв} = 29,5 \cdot 1421,4 + (214 - 29,5) \cdot 1215,4 + 44,4 \cdot 1126,$$

звідки  $h_{жв} = 1223$  кДж/кг;  $t_{жв} = 278,6^\circ \text{C}$  ( $p_{жв} = 32,0$  МПа) [15].

Сумарне теплове навантаження ПВТ

$$Q_{нет} = Q_{en} + Q_{on} + Q_{od} = (35,8 + 6,1 + 3,46) \cdot 10^3 = 45,36 \cdot 10^3 \text{ кВт}$$

Розрахунок поверхонь нагрівання підігрівача робимо окремо через різні умови теплопередачі.

## В.2 Розрахунок «власне» підігрівача

Поверхня нагрівання підігрівача визначається з рівнянь теплопередачі:

$$Q = k F \Delta t.$$

Середній температурний напір визначається за формулою (2.5):

$$\Delta t_{cp} = \frac{(281,85 - 241) - (281,85 - 277,0)}{2,3 \cdot \lg \frac{281,85 - 241}{281,85 - 277,0}} = 16,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Визначення коефіцієнта теплопередачі зробимо графоаналітичним методом.

а) Тепловіддача від гріючої пари до стінки труби.

Приймаємо наступні характеристики: діаметр трубок 32×5 мм (ст. 20); розташування трубок – горизонтальні двоплоскістні спіралі (по 6 спіралей у шести секціях між перегородками), отже, число трубок по вертикалі (одна над іншою)  $n = 12$ .

Коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки визначаємо по спрощеній формулі (2.14):

$$\alpha_1 = 0,725 \cdot 327,5 \sqrt[4]{\frac{1619,1 \cdot 10^3}{12 \cdot 0,032 \cdot \Delta t_1}} = 10830 \cdot \Delta t_1^{-0,25}$$

Величина  $b = 327,5$  (табл. В.3) приймається по середній температурі плівки конденсату

$$t_{nl} = \frac{t_n + t_{cm}}{2} = \frac{281,85 + 270,4}{2} = 276,1 \text{ } ^\circ\text{C},$$

де температура стінки визначається, як

$$t_{cm} = \frac{t_n + \frac{t_{ng}^l + t_{ng}^{cn}}{2}}{2} = \frac{281,85 + \frac{277 + 241}{2}}{2} = 270,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Таблиця В.3. Значення коефіцієнта  $b$  від середньої температури плівки конденсату [1,4].

$t_{nl}, ^\circ\text{C}$	0	20	40	60	80	100	120	140	160
$b^*$	$1,84 \cdot 10^2$	$2,26 \cdot 10^2$	$2,55 \cdot 10^2$	$2,85 - 10^2$	$3 \cdot 10^2$	$3,2 \cdot 10^2$	$3,34 \cdot 10^2$	$3,46 \cdot 10^2$	$3,58 \cdot 10^2$
$t_{nl}, ^\circ\text{C}$	180	200	220	240	260	280	300	320	340
$b$	$3,64 \cdot 10^2$	$3,67 \cdot 10^2$	$3,63 \cdot 10^2$	$3,56 \cdot 10^2$	$3,48 \cdot 10^2$	$3,27 \cdot 10^2$	$3,2 \cdot 10^2$	$3 \cdot 10^2$	$2,795 \cdot 10^2$

$$* - b = \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \lambda^3 g}{\mu}} = f(t_{ni})$$

Оскільки пара перегріта, то

$$r' = h'_n - h_n = 2865,9 - 1246,8 = 1619,1 \text{ кДж / кг}$$

Розрахунковий коефіцієнт тепловіддачі для сталевих труб складає

$$\alpha_{1p} = 0,8 \alpha_1 = 0,8 \cdot 10830 \cdot \Delta t_1^{-0,25},$$

тоді тепловий потік дорівнює:

$$q = \alpha_{1p} \cdot \Delta t_1 = 8684 \cdot \Delta t_1^{0,75} \text{ кВт / м}^2.$$

б) Передача тепла через стінку труби

$$q = \frac{\lambda_{cm}}{\delta_{cm}} \Delta t_2 = \frac{46,6}{0,005} \Delta t_2 = 9,32 \cdot 10^3 \Delta t_2, \text{ кВт / м}^2,$$

де  $\lambda_{cm} = 46,6 \text{ Вт/(м·К)}$  для сталі 20

$$\Delta t_2 = \Delta t_{cm} = t_{cm1} - t_{cm2}$$

в) Тепловіддача від стінки труби до води

$$q = \alpha_2 \Delta t_3$$

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_2$  від стінки труб до води для ПВТ визначаємо по формулі (2.18).

Середня температура води

$$t_{жсв}^{cp} = \frac{277 + 241}{2} = 259^\circ \text{C}$$

При  $t_{жсв}^{cp} = 259^\circ \text{C}$  и  $p_{жсв} = 32,0 \text{ МПа}$  для води: питомий об'єм  $\nu = 0,0012258 \text{ м}^3/\text{кг}$ ; щільність води  $\rho = 817 \text{ кг/м}^3$ ; в'язкість води  $\mu = 1100 \cdot 10^{-7} \text{ кг/(м·с)}$ ; теплопровідність води  $\lambda = 0,645 \text{ Вт/(м К)}$  [15].

Коефіцієнт  $B_0$  у формулі (2.18) визначається:

$$B_0 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_f}{\mu_f^{0,8}} = 0,023 \frac{0,645}{(1100 \cdot 10^{-7})^{0,8}} = 21,62$$

Приймаємо швидкість води в трубках  $w = 1,98 \text{ м/с}$ .

Загальне число трубок визначимо з формули:

$$G_{жв}^{cn} = 0,785 d_6^2 N w \frac{1}{v},$$

тоді

$$N = \frac{214 \cdot 0,0012258}{0,785 \cdot 0,022^2 \cdot 1,98} = 348.$$

Таким чином, на ««власне»» підігрівач доводиться **348** трубок; у кожній з 6-ти секцій буде  $\frac{348}{6} = 58$  подвійних спіралей, тобто  $58 \times 2 = 116$  рядів труб по висоті.

Коефіцієнт тепловіддачі формула (2.18)

$$\alpha_2 = B_0 \frac{(\rho w)^{0,8}}{d_3^{0,2}} = 21,62 \frac{(817,1 \cdot 1,98)^{0,8}}{0,022^{0,2}} = 17,3 \cdot 10^3, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Поправка на збільшення тепловіддачі в спіралях

$$\varepsilon_n = 1 + 1,77 \frac{22}{249} = 1,157,$$

причому  $R_{cp} = \frac{R_1 + R_2}{2} = \frac{141 + 357}{2} = 249$  мм – середній радіус спіралі (попередньо приймається, а потім уточнюється). Розрахунковий коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_{2p} = \varepsilon_p \cdot \alpha_2 = 1,157 \cdot 17,3 = 20 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Тоді, маємо:

$$\begin{aligned} q &= \alpha_1 \Delta t_1 = 8680 \cdot \Delta t_1^{0,75}, \\ q &= \frac{\lambda_{cm}}{\delta_{cm}} \Delta t_2 = 9320 \cdot \Delta t_2, \\ q &= \alpha_{2p} \Delta t_3 = 20 \cdot \Delta t_3 \end{aligned}$$

Задаючись значеннями  $q$  у межах від «0» до  $60 \cdot 10^3$  Вт/м<sup>2</sup>, розраховуємо температурні напори. На підставі розрахунків будуємо графіки (рис. В.2). Результати розрахунку наведено в таблиці В.4.

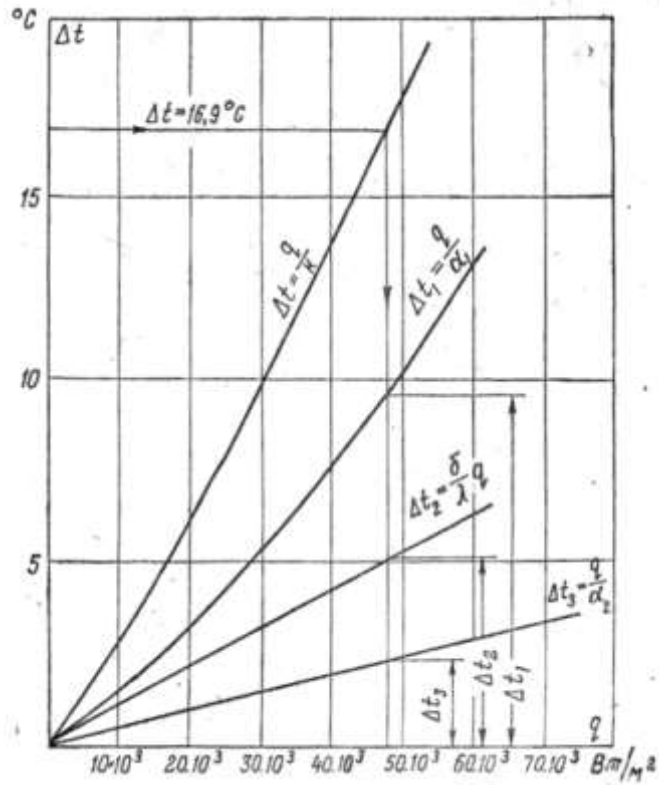


Рис. В.2. Залежність  $\Delta t = f(q)$  для «власне» підігрівача.

Таблиця В.4. Результати визначення температурних напорів.

$q$	$20 \cdot 10^3$	$30 \cdot 10^3$	$40 \cdot 10^3$	$50 \cdot 10^3$	$60 \cdot 10^3$
$\Delta t_1$	3,02	5,23	4,69	10,3	13,2
$\Delta t_2$	2,15	3,22	4,3	5,36	6,45
$\Delta t_3$	1,005	1,51	2,01	2,505	3,015
$\Delta t$	6,175	9,96	14	18,165	22,665

Із графіка (рис. В.2) при середній різниці температур  $\Delta t_{cp} = 16,9$  °C визначимо питомий тепловий потік  $q = 46,7 \cdot 10^3$  Вт/м². Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі визначається:

$$k_p = \frac{46,7 \cdot 10^3}{16,9} = 2761 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

г) Геометричні характеристики «власне» підігрівача.

Необхідна поверхня нагрівання «власне» підігрівача:

$$F = \frac{35,8 \cdot 10^3 \cdot 10^3}{2761 \cdot 16,9} = 766 \text{ м}^2$$

При необхідності врахування забруднень, корозії й заглушки спіралей поверхня нагрівання, звичайно, збільшується на 10%.

Визначаємо довжину подвійних спіралей (ф-ла 2–29):

$$l = \frac{F}{\pi d_s N} = \frac{766}{3,14 \cdot 0,032 \cdot 348} = 21,9 \text{ м.}$$

Таким чином, поверхня нагрівання «власне» підігрівача приймається із шести секцій; кожна із яких має один хід води й складається з 58 подвійних спіралей, тобто має, по висоті  $58 \times 2 = 116$  трубок з кроком 36 мм. Загальна висота трубної системи  $H_{en} = 116 \times 36 = 4180$  мм. Спіраль навита у два яруси по сім витків у кожному. Визначимо середній радіус витка.

$$\begin{aligned} l &\approx 2\pi(R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6 + R_7) \cdot 2 = \\ &= 2\pi[R_1 + (R_1 + s) + (R_1 + 2s) + (R_1 + 3s) + (R_1 + 4s) + (R_1 + 5s) + (R_1 + 6s)] \cdot 2 = \\ &= 2\pi(7R_1 + 21 \cdot 36) \cdot 2 = 21900 \text{ мм} \end{aligned}$$

Внутрішній радіус витка тоді буде дорівнювати

$$R_1 = \left( \frac{21900}{2 \cdot 2 \cdot 3,14} - 756 \right) \cdot \frac{1}{7} = 141 \text{ мм,}$$

зовнішній радіус витків – 357 мм.

Після визначення й вибору конструктивних розмірів трубної системи визначаються розміри «власне» підігрівача [4].

*Примітка.* Із графіка (рис. В.2) визначаються також окремі температурні напори.

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_n - t_{cm1} = 9,5^\circ \text{C}, \\ \Delta t_2 &= t_{cm1} - t_{cm2} = 5,0^\circ \text{C}, \\ \Delta t_3 &= t_{cm2} - t_{ng} = 2,4^\circ \text{C}. \end{aligned}$$

Уточнюємо температуру стінки труби

$$t_{cm1} = t_n - \Delta t_1 = 281,85 - 9,5 = 272,35^\circ \text{C}.$$

Оскільки відхилення температури від прийнятої в розрахунку становить  $272,35 - 270,4 = 1,95^\circ \text{C}$ , погрішність 0,7%, розрахунок можна не уточнювати.

Розрахунковий коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_{1p}$  буде дорівнювати:

$$\alpha_{1p} = \frac{q}{\Delta t_1} = \frac{46,7 \cdot 10^3}{9,5} = 4915 \text{ Вт/м}^2.$$

### В.3 Тепловий розрахунок охолоджувача пари

Теплове навантаження охолоджувача пари становить  $Q_{on} = 6,1 \cdot 10^3$  кВт. Вбудований пароохолоджувач виконується у вигляді шести секцій, укладених у спеціальний кожух, конструктивні розміри секцій такі ж, як і у «власне» підігрівачу. Завданням розрахунку є визначення поверхні нагрівання, числа та довжини трубок.

Таким чином, з попереднього розрахунку маємо: витрата води через пароохолодник  $G_{не}^{on} = 29,5$  кг/с; температура води на його вході  $t_{жв}^{en} = 277$  °С; на виході  $t_{жв}^{on} = 315,8$  °С; пари на вході  $t_n = 390$  °С; пари на виході  $t_n' = 302$  °С; витрата пари  $D_n = 22,6$  кг/с.

Оскільки рух води в подвійних спіралях і рух пари можна розглядати як багаторазовий перехресний потік, температурний напір визначається як для протитоку за формулою (2.5):

$$\Delta t = \frac{(390 - 315,8) - (302 - 277)}{2,3 \cdot \lg \frac{390 - 315,8}{302 - 277}} = 45,3 \text{ °С}$$

а) Визначення коефіцієнта тепловіддачі від пари до стінки труби.

Середня температура пари в міжтрубному просторі складає:

$$t_n^{cep} = \frac{390 + 302}{2} = 346 \text{ °С}$$

Параметри пари при  $p_n = 6,6$  МПа й  $t_n^{cp} = 346$  °С (без врахування падіння тиску): питомий об'єм  $v_n = 0,037366$  м<sup>3</sup>/кг; критерій Прандтля  $Pr = 1,17$ ; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda = 59 \cdot 10^{-3}$  Вт/(м·К). Динамічна в'язкість пари  $\mu = 228 \cdot 10^{-7}$  кг/(м·с) [15].

Площа живого перетину для проходу пари визначаємо по формулі:

$$f = a \cdot h - a' \cdot h' - \frac{\pi}{4} d^2 n = 0,754 \cdot 0,298 - 0,25 \cdot 0,29 - \frac{\pi}{4} \cdot (0,032)^2 \cdot 112 = 0,062 \text{ м}^2,$$

де  $n = 2 \cdot n_1 \cdot n^2 = 2 \cdot 4 \cdot 14 = 112$  – число трубок у перетині одного ходу пари;  $n_1 = 4$  – приймаємо число подвійних спіралей між перегородками при одному ході пари.



Відстань від зовнішньої стінки трубки до кожуха приймаємо рівним 4 мм. Попередні розміри зазначені на рис. В.3.

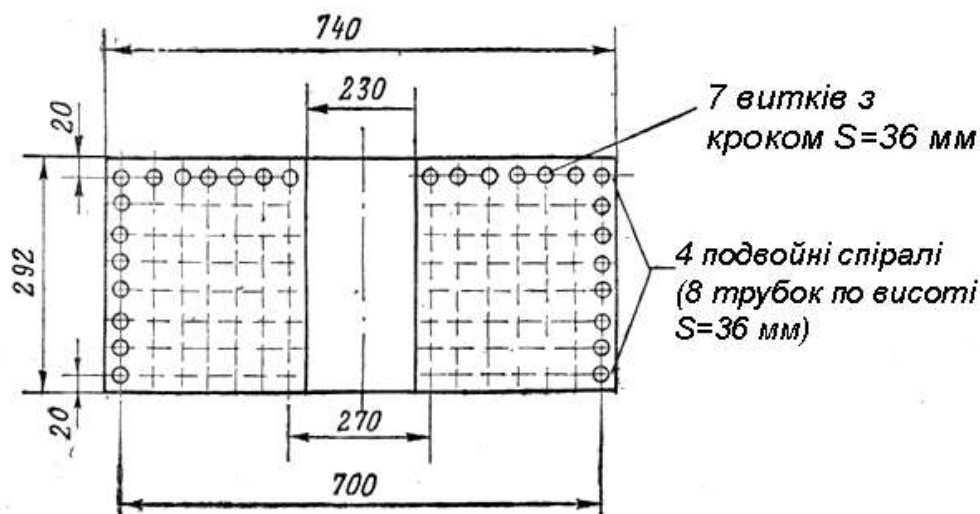


Рис. В.3. Перетин секції пароохолоджувача.

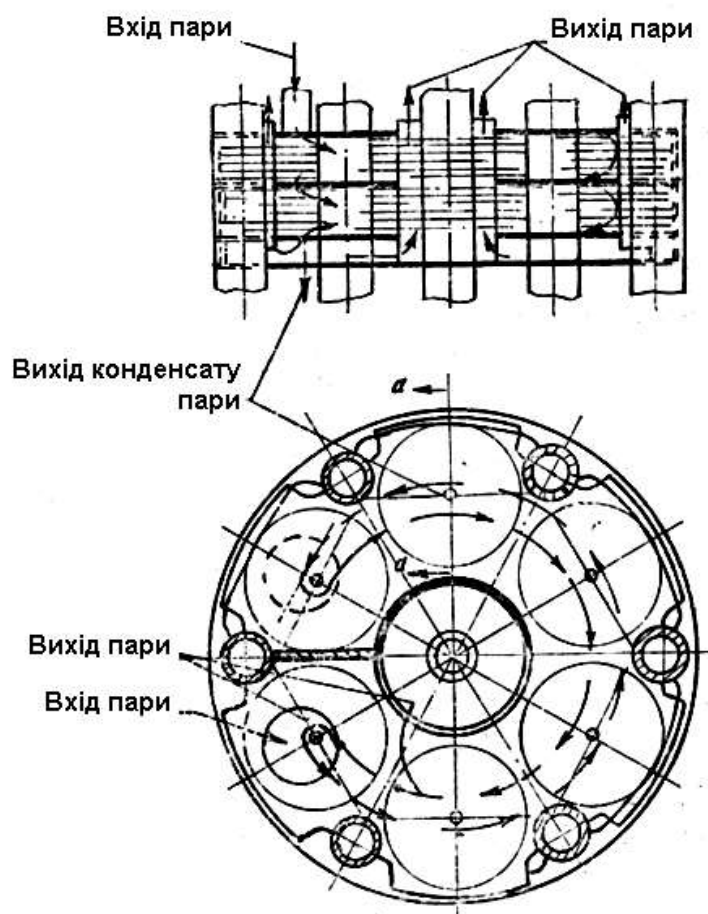


Рис. В.4. Схема руху пари в пароохолоднику ПВТ типу ПВ-450-380.

На рис. В.4 і В.5 наведена схема руху пари в охолоджувачі та конструкція спіралі підігрівача ПВ-450-380 (яка може бути прийнята для нашого підігрівача).

Еквівалентний діаметр

$$d_e = \frac{4f}{u} = \frac{4 \cdot 0,062}{12,274} = 0,0197 \text{ м},$$

де  $u = 2(a + h) + \pi d_n n = 2 \cdot (0,754 + 0,298) + 3,14 \cdot 0,032 \cdot 112 = 12,272 \text{ м}$  – змочений периметр перетину при одному ході пари.

Швидкість пари в міжтрубному просторі становить

$$w_n = \frac{D_n v}{f} = \frac{22,6 \cdot 0,037366}{0,062} = 13,7 \text{ м/с}.$$

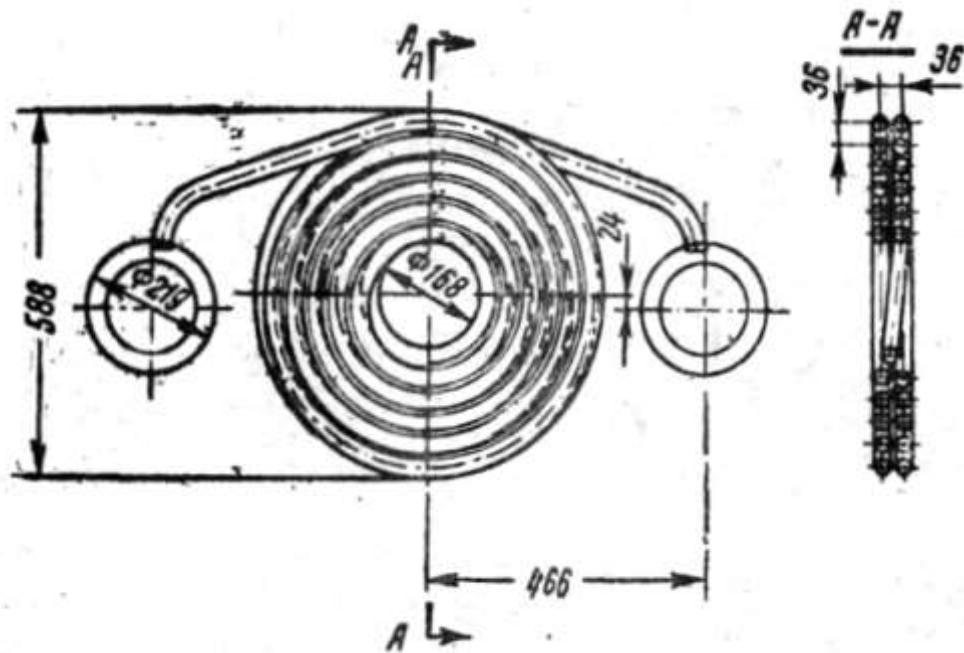


Рис. В.5. Секція поверхні нагрівання ПВТ з трубою  $\varnothing = 32 \times 5$  довжиною  $l = 13,64 \text{ м}$  для ПВ–450–380.

Критерій Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w_n d_e}{\nu} = \frac{w_n d_e}{\mu \nu} = \frac{13,7 \cdot 0,0197}{228 \cdot 10^{-7} \cdot 0,037366} = 317500.$$

Оскільки  $\text{Re} > 1 \cdot 10^4$  і  $\text{Pr} > 0,7$ , коефіцієнт тепловіддачі визначаємо за формулою (2.16), яка використовується для каналів з розміщеними в них трубками при поздовжнім обтіканні:

$$\alpha_1 = 0,023 \frac{0,059}{0,0197} 317500^{0,8} \cdot 1,17^{0,4} = 1890 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

б) Визначення коефіцієнта тепловіддачі від стінки труби до води.

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_2$  від стінки труб до води визначаємо за спрощеною формулою (2.18).

Швидкість води в трубках:

$$w = \frac{G_{жв}^{on} \nu}{F} = \frac{29,5 \cdot 0,001362}{0,785 \cdot 0,022^2 \cdot 8 \cdot 6} = 2,13 \text{ м/с}$$

$$t_{жв\text{ ср}}^{on} = \frac{277 + 315,8}{2} = 296,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Параметри води при  $p_{жв} = 32,0$  МПа й  $t_{жв\text{ ср}}^{on} = 296,4$   $^\circ\text{C}$ : питомий об'єм води  $\nu = 0,0013162$  м<sup>3</sup>/кг; щільність  $\rho = 760$  кг/м<sup>3</sup>; динамічна в'язкість  $\mu = 970 \cdot 10^{-7}$  кг/(м·с); теплопровідність  $\lambda = 0,599$  Вт/м(К).

$$B_0 = 0,023 \frac{0,599}{(970 \cdot 10^{-7})^{0,8}} = 22,3$$

$$\alpha_2 = 22,3 \frac{(760 \cdot 2,13)^{0,8}}{0,022^{0,2}} = 17,65 \cdot 10^3, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

З урахуванням виправлення на збільшення тепловіддачі в спіралях розрахунковий коефіцієнт тепловіддачі буде дорівнювати:

$$\alpha_{2p} = \varepsilon_p \cdot \alpha_2 = 1,149 \cdot 17,65 \cdot 10^3 = 20300 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

Коефіцієнт теплопередачі від пари до води

$$k = \frac{1}{\frac{1}{1890} + \frac{0,005}{46,6} + \frac{1}{20300}} = 1457 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Так, як  $(\alpha_1 = 1890) \ll (\alpha_2 = 20\,300)$ , то за визначальний розмір приймаємо  $d_3 = 0,032$  мм.

Питомий тепловий потік на 1 погонний м. труби становить:

$$q_1 = k \pi d_3 \Delta t = 1457 \cdot \pi \cdot 0,032 \cdot 45,3 = 6617 \text{ Вт/м}.$$

Довжина труб

$$L = \frac{Q}{q_1} = \frac{6,1 \cdot 10^3 \cdot 10^3}{6617} = 921 \text{ м}$$

Поверхня нагрівання по зовнішньому діаметрі труб:

$$F_{on} = L\pi d_s = 921 \cdot \pi \cdot 0,032 = 92,55 \text{ м}^2.$$

в) Геометричні характеристики охолоджувача пари.

Поверхня нагрівання з рівняння теплопередачі

$$F_{on} = \frac{6,1 \cdot 10^3 \cdot 10^3}{1457 \cdot 45,3} = 92,55 \text{ м}^2$$

Визначаємо довжину трубки в кожній подвійній спіралі секції:

$$l = \frac{F_{on}}{L\pi d_s} = \frac{92,55}{8 \cdot 6 \cdot \pi \cdot 0,032} = 19,2 \text{ м}.$$

При конструктивних розмірах  $l = 21,9$  м поверхня нагрівання охолоджувача пари буде складати:

$$F_{on} = 21,9 \cdot 8 \cdot 6 \cdot \pi \cdot 0,032 = 106 \text{ м}^2.$$

Таким чином, пароохолодник складається з 6-ти секцій, у кожній є 8 подвійних спіралей (16 трубок одна над іншою із кроком 36 мм); між 4-ма подвійними спіралями встановлюється перегородка.

Визначивши температуру стінки труби з боку пари на вході в ОП для перевірки конденсації пари на виході з охолоджувача, маємо:

$$q = \alpha_1(t_n - t_{cm1}) \quad (\text{а})$$

$$q = \frac{\lambda_{cm}}{\delta}(t_{cm1} - t_{cm2}) \quad (\text{б})$$

$$q = \alpha_2(t_{cm2} - t_2) \quad (\text{в})$$

З рівняння (б) і (в) визначимо  $t_{cm1}$ :

$$t_{cm1} = t_2 + q(R_{cm} + R_2) \quad (\text{г})$$

Підставляючи в (г) із (а)  $q$  в вигляді  $q = \frac{t_n - t_{cm1}}{R_1}$ , одержуємо

$$t_{cm1} = \frac{t_2 R_1 + t_n (R_{cm} + R_2)}{\Sigma R} \quad (\text{д})$$

Температура пари на виході з охолоджувача  $t'_n = 302$  °С, температура води на вході в охолоджувач  $t_{жв}^{en} = 277$  °С.

Термічні опори при цих температурах будуть дорівнювати:

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1} = \frac{1}{2140} = 4,67 \cdot 10^{-4} \text{ м·К/Вт};$$

$$R_{cm} = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} = \frac{0,0005}{46,6} = 1,072 \cdot 10^{-4} \text{ м·К/Вт};$$

$$R_2 = \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{19950} = 0,5 \cdot 10^{-4} \text{ м·К/Вт}.$$

Підставляючи ці значення в (д), одержуємо

$$t_{cm1} = \frac{277 \cdot 4,67 \cdot 10^{-4} + 302 \cdot 10^{-4} (1,072 + 0,5)}{(4,67 + 1,072 + 0,5) \cdot 10^{-4}} = 284 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Таким чином, температура стінки труби  $t_{cm1} = 284 \text{ }^{\circ}\text{C}$  вище температури насичення  $t_n = 281,85 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , і пара на виході з пароохолодника не конденсується. (В випадку, коли  $t_{cm1} < t_n$  необхідно задатися більшою температурою пари на виході з пароохолодника, а потім перевірити температуру стінки.)

На початку розрахунку для оцінки температури пари можна скористатися формулою:

$$t_n = t_n + (t_n - t_2) \frac{R_1}{R_{cm} + R_2}, \quad (\text{е})$$

яка отримана з формули (д) при температурі стінки, рівній температурі насичення; тобто  $t_{cm1} = t_n$  при заданих  $R_1$ ,  $R_{cm}$  і  $R_2$ .

#### В.4 Тепловий розрахунок охолоджувача дренажу

Приймаємо, що охолоджувач дренажу складається з 72 подвійних спіралей, (по 12 спіралей у кожній з 6 секцій), які знаходяться у кожуху. Кожух розділений перегородками, між якими розташовуються по 4 подвійні спіралі (8 трубок одна над іншою із кроком 36 мм).

Конструкцію приймаємо таку ж, як і в пароохолоднику (рис. В.3). Вихідні дані наведено в таблиці В.5.

Таблиця В.5. Параметри теплоносіїв в охолоджувачі дренажу.

№ з/р	Параметр	Розмірність	Величина
1	Теплове навантаження охолоджувача дренажу, $Q_{od}$	кВт	$3,46 \cdot 10^3$
2	Витрата живильної води через охолоджувач дренажу, $G_{жв}^{od}$	кг/с	44,4
3	Температура води на вході, $t_{жв}^I$	°C	241,0
4	Температура води на виході, $t_{жв}^{od}$	°C	258,5
5	Витрата конденсату, $D_k$	кг/с	22,6
6	Температура конденсату на вході, $t_n$	°C	281,85
7	Температура конденсату на виході, $t_o$	°C	251,0

Температурний напір розраховується за формулою (2.5):

$$\Delta t_{cp} = \frac{(281,85 - 258,5) - (251 - 241)}{2,3 \cdot \lg \frac{281,85 - 258,5}{251 - 258,5}} = 15,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

а) Визначення коефіцієнта тепловіддачі від конденсату до стінки труби.

Середня температура конденсату в міжтрубному просторі становить:

$$t_k^{cp} = \frac{281,85 + 251}{2} = 266,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Параметри води при  $p_{жв} = 6,6$  МПа й  $t_k^{cp} = 266,4$  °C: питомий об'єм води  $v = 0,0012902$  м<sup>3</sup>/кг; динамічна в'язкість  $\mu = 1011,2 \cdot 10^{-7}$  кг/(м·с); коефіцієнт теплопровідності  $\lambda = 0,593$  Вт/м·К; критерій Прандтля  $Pr = 0,87$ .

Охолоджувач дренажу має конструкцію, аналогічну охолоджувача пари. Різниця полягає в числі спіралей по висоті (12 подвійних спіралей у кожній із шести секцій, усього  $12 \times 6 = 72$  подвійних спіралей);  $d_e = 0,0197$  м;  $f = 0,062$  м<sup>2</sup>.

Швидкість конденсату в міжтрубному просторі визначається:

$$w = \frac{D_k \cdot v}{f} = \frac{22,6 \cdot 0,00129}{0,062} = 0,471 \text{ м/с}$$

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{0,471 \cdot 0,0197}{1011,2 \cdot 10^{-7} \cdot 0,00129} = 71150$$

$$\alpha_1 = 0,023 \frac{0,593}{0,0197} 71150^{0,8} \cdot 0,87^{0,4} = 4760 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

б) Визначення коефіцієнта тепловіддачі від стінки труби до води.

Параметри води при  $p_{жсв} = 32,0$  МПа й  $t_{жсв\text{сер}}^{од} = \frac{241 + 258,5}{2} = 249,7$  °С: питомий

об'єм води  $\nu = 0,001208$  м<sup>3</sup>/кг; щільність  $\rho = 828$  кг/м<sup>3</sup>; динамічна в'язкість  $\mu = 1137 \cdot 10^{-7}$  кг/(м·с); коефіцієнт теплопровідності  $\lambda = 0,654$  Вт/м·К; критерій Прандтля  $Pr = 0,8$ .

Швидкість води:

$$w = \frac{G_{жсв}^{од} \nu}{F} = \frac{44,4 \cdot 0,001208}{0,785 \cdot 0,022^2 \cdot 72} = 1,96 \text{ м/с}$$

$$B_0 = 0,023 \frac{0,654}{(1137 \cdot 10^{-7})^{0,8}} = 21,6$$

$$\alpha_2 = 21,6 \frac{(828 \cdot 1,96)^{0,8}}{0,022^{0,2}} = 17,3 \cdot 10^3, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Розрахунковий коефіцієнт тепловіддачі дорівнює:

$$\alpha_{2p} = 1,149 \cdot 17,3 \cdot 10^3 = 19900 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{4760} + \frac{0,005}{46,6} + \frac{1}{19900}} = 2722 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

в) Геометричні характеристики охолоджувача дренажу.

Поверхню нагрівання визначаємо по зовнішньому діаметрі, оскільки  $(\alpha_1 = 4760) \ll (\alpha_2 = 19900)$ :

$$F_{од} = \frac{3,56 \cdot 10^3 \cdot 10^3}{2722 \cdot 15,8} = 82,6 \text{ м}^2$$

Довжина трубки в подвійній спіралі складатиме:

$$l = \frac{82,6}{12 \cdot 6 \cdot \pi \cdot 0,032} = 11,4 \text{ м}.$$

З конструктивних міркувань приймаємо  $l = 21,9$  м, як і в ОП. Тоді поверхня нагрівання охолоджувача дренажу складе:

$$F_{on} = 21,9 \cdot \pi \cdot 0,032 \cdot 72 = 158 \text{ м}^2$$

### В.5. Сумарна поверхня підігрівача.

Сумарна поверхня нагрівання підігрівача високого тиску буде дорівнювати:

$$F = F_{en} + F_{on} + F_{od} = 766 + 106 + 158 = 1030 \text{ м}^2.$$

Підігрівач має по висоті  $(8+58+12) \times 6 = 78 \times 6 = 468$  подвійних спіралей, у тому числі, 420 по першому ході води («власне» підігрівач і охолоджувач дренажу) і 48 спіралей – по другому ході (охолоджувач пари). Схема циркуляції води наведена на рис. В.6.

Розрахунок та вибір геометричних параметрів підігрівача виконано.

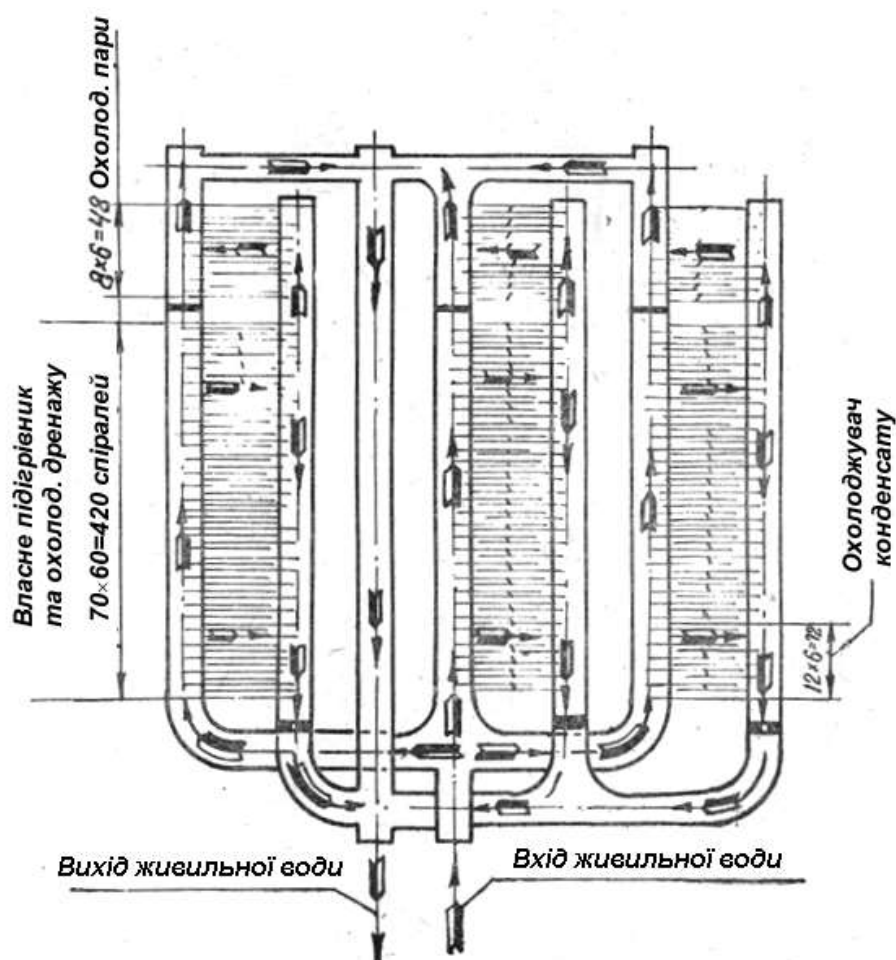


Рис. В.6. Схема руху живильної води в трубній системі ПВТ [3,4].



### Додаток Г. Методика розрахунку випарної установки.

При включенні випарної установки в теплову схему ПТУ використовують схему «без втрати економічності» з конденсатором випарника [1,9,10].

В якості конденсатора випарника використовується підігрівач низького тиску, що відноситься до групи ПНТ. Переважно включають випарну установку так, щоб вторинна пара в широкому діапазоні навантажень ПТУ мала би запас по тиску. Величина температурного напору знаходиться по мінімуму сумарних витрат металу на випарну установку, тобто на випарник і на конденсатор випарника. Для цього треба задатися декількома значеннями температурного напору у випарнику при заданій величині тиску первинної пари  $p_e$  [10].

Методика розрахунку випарної установки має наступну послідовність, пояснимо методику розрахунку на прикладі:

#### 1. Визначення температурного напору.

Вихідні дані:  $p_e = 0,24$  МПа,  $D_{e1} = 2,8$  кг/с,  $D_{ок} = 195$  кг/с,  $t_{кв1} = 90$  °С,  $h_{жв} = 426$  кДж/кг,  $t_{ен} = 125,5$  °С. Розрахунок зведено в таблицю Г.1.

Таблиця Г.1 Визначення основних характеристик випарника.

Параметр	Одиниці виміру	Значення			
$\Delta t_e$	°С	10	15	20	25
$\Delta t_e^p = 0,85 \Delta t_e$	°С	8,5	12,8	17	21,2
$t_{e1}^n = t_{ен} - \Delta t_{e1}^n$	°С	115,5	110,5	105,5	100,5
$P_{e1}$ , [15]	Мпа	0,172	0,147	0,122	0,103
$h_{e1}$ , [15]	кДж/кг	2700	2690	2685	2680
$Q_e = D_{e1}(h_{e1} - h_{жв})$	МВт	6,36	6,36	6,32	6,3
$k_e$ , рис. Г.2	кВт/(м²·К)	2,09	2,09	2,09	2,09
$h_{кв2} = h_{кв1} + \frac{Q_e}{D_{ок}}$	кДж/кг	410	410	410	410

$t_{кв2}$ , см. [10]	°C	98	98	98	98
$\Delta t_{cp}$ , (логарифмічний)	°C	22	16,15	10,5	5,55
$F_{\epsilon} = \frac{Q_{\epsilon}}{k_{кв} \Delta t_{\epsilon}^p}$	м <sup>2</sup>	305	203	152	122
$k_{\epsilon}$ , (приймаємо)	кВт/(м <sup>2</sup> ·К)	5	5	5	5
$F_{кв} = \frac{Q_{\epsilon}}{(1 + \epsilon) k_{кв} \Delta t_{сер}}$	м <sup>2</sup>	55,0	75	115	218
$F_{\epsilon} + F_{кв}$	м <sup>2</sup>	360	278	267	340

Для оцінки оптимальної величини температурного напору у випарнику використаємо по рис. Г.1, що побудований за результатами розрахунків таблиці Г.1.

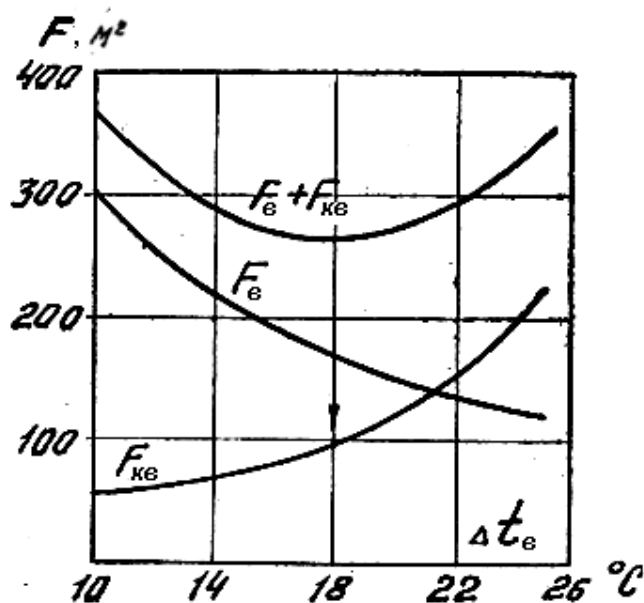


Рис. Г.1. Графічне визначення оптимальної величини температурного напору  $\Delta t_{\epsilon}^{opt}$ .

Для попереднього визначення коефіцієнта теплопередачі  $k_{\epsilon}$  у випарнику використовують рис. Г.2., де наведено графіки які побудовані на підставі

розрахунків за формулою (3.5). Величина коефіцієнта теплопередачі в конденсаторі випарника приймається така, як у ПНТ. У даному прикладі  $\Delta t_6^{omm} = 18^\circ \text{C}$ .

Використовуючи (3.8), можна розрахувати вихід дистиляту при часткових навантаженнях ПТУ.

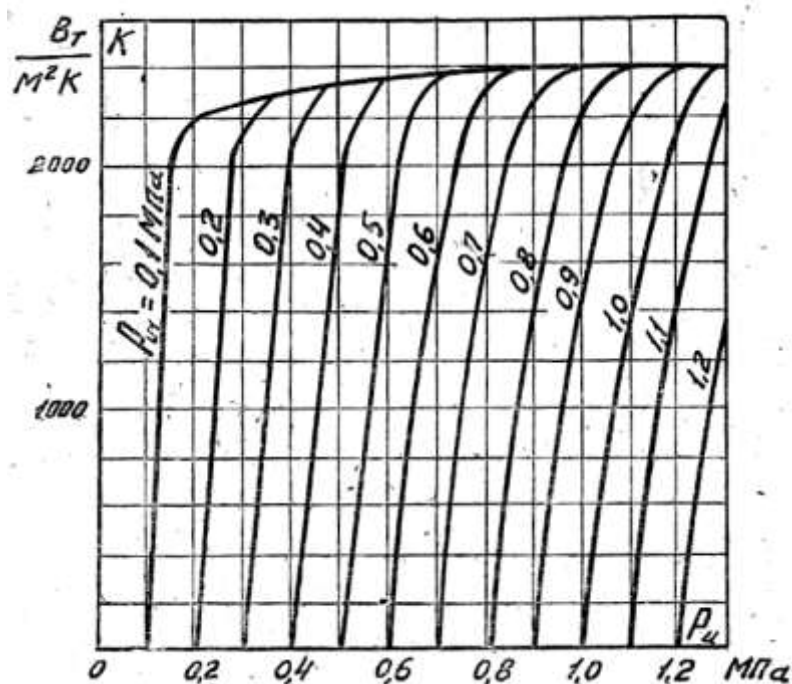


Рис. Г.2. Залежність коефіцієнту теплопередачі  $k_6$  у вертикальному випарнику від тисків гріючої пари  $p_6$  та вторинної пари  $p_{61}$  (сталеві труби висотою  $H = 1500$  мм і з товщиною стінки  $\delta = 3$  мм).

При зниженні навантаження ПТУ здатність конденсування конденсатора випарника знижується через зменшення  $D_{ок}$  і температурного напору у випарнику, при цьому вихід дистиляту також знижується. Оскільки втрати робочого тіла не залежать від навантаження блоку, нестачу дистиляту при часткових навантаженнях варто компенсувати подачею його з баків запасного конденсату. Для заповнення баків використовують надлишковий дистилят, одержуваний при номінальному навантаженні.

Вибір температурного напору в пароперетворювачах виконується по мінімуму розрахункових витрат на випарну установку. Зі збільшенням температурного напору, з одного боку, скорочується поверхня нагрівання й витрата металу на

пароперетворюючу установку, з другого боку, збільшується тиск пари у відборі або протитиск турбіни, що скорочує питомий виробіток електроенергії на тепловому споживанні, що приводить до перевитрати палива. Температурний напір, що рекомендується, для пароперетворювачей становить (12 – 15) °С [10].

## 2. Тепловий розрахунок випарника.

Завдання теплового розрахунку – визначення поверхні нагрівання випарника. Попередньо коефіцієнт теплопередачі оцінюється по кривих рис. Г.2. Далі визначаються конструктивні розміри випарника та виконується розрахунок циркуляції, по якому оцінюється швидкість води в трубках секції нагрівання.

Коефіцієнт теплопередачі у випарнику уточняється наступним чином:

А) Визначається коефіцієнт тепловіддачі від пари, що конденсується, до поверхні вертикальних труб і розраховується залежно від числа Рейнольдса для плівки конденсату на нижній крайці поверхні конденсації.

При  $Re > Re_{крит} = 100$  маємо змішану течію плівки (ламінарна зверху та знизу – турбулентна), і в цьому випадку згідно [1,5] розраховуємо  $\alpha_1$ :

$$\alpha_1 = \lambda \left( \frac{g}{\nu^2} \right)^{1/3} \cdot \frac{0,185 Pr^{1/3} Re}{Re - 100 + 63,2 Pr^{1/3}}, \quad (Г.9)$$

де  $\lambda$  – теплопровідність води при температурі плівки, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м<sup>2</sup>/с; число  $Re$  визначається для плівки конденсату за формулою (Г.10):

$$Re = \frac{q H}{r \rho \nu}, \quad (Г.10)$$

де:  $q$  – питомий тепловий потік, кВт/м<sup>2</sup>;  $H$  – активна висота трубок, м;  $r$  – теплота пароутворення, кДж/кг;  $\rho$  – щільність води, кг/м<sup>3</sup>.

При  $Re < Re_{крит}$  – ламінарний режим течії, то згідно [1,5] використовуємо залежність виду:

$$\alpha_1 = 1,016 \lambda \left( \frac{g}{\nu^2} \right)^{1/3} Re^{-(1/3)}. \quad (Г.11)$$

Для зручності проведення розрахунків наведено значення  $\lambda \left( \frac{g}{v^2} \right)^{1/3}$  та  $Pr$  залежно від температури води в таблиці Г.2.

Таблиця Г.2 Значення комплексу  $\lambda \left( \frac{g}{v^2} \right)^{1/3}$  і  $Pr$  від температури плівки конденсату.

Комплекс	Температура води, °С					
	100	120	140	160	180	200
$\lambda \left( \frac{g}{v^2} \right)^{1/3} = B_1$	32700	37700	41000	44000	46500	47500
$Pr = \frac{\nu}{a}$	1,75	1,43	1,23	1,10	1,01	0,94
$Pr^{1/3} = B_2$	1,21	1,13	1,075	1,035	1,0	1,0
$B_1 \cdot B_2$	39600	42500	44000	45500	46500	47500

При сталевих трубках, до значення  $\alpha_1$  (формула Г.11) додається понижувальний коефіцієнт забруднення  $k_{забр}$ , який враховує термічний опір шару окису та підвищену шорсткість окисленої поверхні [9,10]:

- для частково окисленої нерівномірно шорсткої поверхні – 0,75;
- для сталеві поверхні під тонким шаром плівки – 0,67;
- для сильно окисленої рівномірно шорсткуватої поверхні – 0,64.

Б) Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_2$  визначається при кипінні усередині труб в залежності від безрозмірного комплексу  $A$  [9,10]:

$$A = \frac{q_{e1}}{r \rho'' w_0} \left( \frac{\rho''}{\rho'} \right)^{1,45} \cdot \left( \frac{r}{c_e T_n} \right)^{0,33}, \quad (\text{Г.12})$$

де  $q_{e1}$  – питомий тепловий потік зі сторони вторинної пари, Вт/м<sup>2</sup>;  $r$  – теплота пароутворення, кДж/кг;  $w_0$  – швидкість циркуляції, м;  $c_e$  – теплоємність води,

кДж/(кг·К);  $T_n$  – температура насичення, °С;  $\rho'$ ,  $\rho''$  – щільність пари та води, відповідно, кг/м<sup>3</sup>.

При  $A \leq 0,4 \cdot 10^{-5}$  коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою для конвективного теплообміну [9,10]:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,37}, \quad (Г.13)$$

$$\text{де: } Nu = \frac{\alpha_2 d_{\text{вн}}}{\lambda}; \quad Re = \frac{w_0 d_{\text{вн}}}{\nu}; \quad Pr = \frac{\nu}{a}$$

При  $A > 0,4 \cdot 10^{-5}$  розрахунок  $\alpha_2$  виконується за формулою [9,10]:

$$\frac{Nu}{Nu_k} = 6150 A^{0,7} \quad (Г.14)$$

З поправкою на оксидну плівку значення  $\alpha_2$  буде мати наступний вигляд:

$$\alpha_2' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{окс}}} \quad (Г.15)$$

$$R_{\text{окс}} = 0,775 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$$

В) Визначивши  $\alpha_1 = f(q)$  і  $\alpha_2 = f(q)$ , знаходимо розрахунковий температурний напір у випарнику  $\Delta t_e^p = \Delta t_1 + \Delta t_{cm} + \Delta t_2$ , де:

$$\Delta t_1 = \frac{q}{\alpha_1}; \quad \Delta t_{cm} = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} q; \quad \Delta t_2 = \frac{q}{\alpha_2}.$$

Виходячи із залежності  $\Delta t_e^p = f(q)$ , по величині  $\Delta t_e^p$  знаходимо  $q$ , а потім  $k_e = \frac{q}{\Delta t_e^p}$ .

### 3. Розрахунок циркуляції у випарнику.

При рівномірному тепловому навантаженні випарника по висоті трубок рівняння циркуляції має вигляд [19]:

$$H - \frac{w_0}{w_0 + m} (H - h) - h \frac{w_0}{m} \ln \left( 1 + \frac{m}{w_0} \right) = \frac{m w_0}{2g} + \frac{\sum \Delta p}{\rho g}, \quad (Г.16)$$

$$m = \frac{D_{\text{вл}}}{f} \left( \frac{1}{\rho''} - \frac{1}{\rho'} \right), \quad (Г.17)$$

де  $w_0$  – швидкість води на вході в трубки, м/с;  $H$  – висота трубок секції нагрівання, м;  $h$  – висота труби, де має місце активна тепловіддача, м;  $f$  – перетин трубок, м<sup>2</sup>;  $m$  – збільшення швидкості в результаті пароутворення.

Ліва частина рівняння (Г.16) являє собою величину рушійного напору в контурі, права – суму опорів, включаючи втрату від збільшення швидкості, що дорівнює  $\frac{w_0 m}{2g}$  (у м. вод. ст.).

З рівняння (Г.16) видно, що величина рушійного напору залежить від повної висоти контуру  $H$ , висоти обігріву трубок  $h$ , швидкості входу води в трубки  $w_0$  і теплового навантаження (величина  $m$ ), тоді сумарний опір складається з [14]:

– втрат тиску на вході в трубки:

$$\Delta p_{\text{вх}} = \xi_{\text{вх}} \frac{w_0^2}{2} \rho', \quad (\text{Г.18})$$

де  $\xi_{\text{вх}} = 0,5$ ;  $\xi_{\text{вих}} = 1,0$  ;

– втрат тиску на тертя в трубках:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{H}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{w_0^2}{2} \rho' \quad (\text{Г.19})$$

При турбулентній течії коефіцієнт тертя  $\lambda$  розраховується за формулою [14]:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \lg \frac{r}{k}\right)^2}, \quad (\text{Г.20})$$

де:  $r$  – внутрішній радіус труби, мм;  $k$  – умовна шорсткість (для суцільнотянутих труб  $k = 0,2$ ), мм.

– втрат тиску на виході із труб:

$$\Delta p_{\text{вих}} = \xi_{\text{вих}} \frac{w^2}{2} \rho' \left[ 1 + \frac{w''_{\text{вих}}}{2w} \left( 1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right) \right], \quad (\text{Г.21})$$

де  $w''_{\text{вих}}$  – швидкість пари на виході із труб секції нагрівання.

$$w_{вих}^{//} = \frac{G_1^{//}}{\rho^{//} \cdot 0,785 \cdot d_{вн}^2}; \quad (\Gamma.22)$$

$$G_1^{//} = \frac{Q_{e1}}{r \cdot n}, \quad (\Gamma.23)$$

де  $n$  – число трубок у секції нагрівання.

– втрат тиску в опускних трубах або в кільцевому просторі, що виконує функції опускних труб:

$$\Delta p_{тр_{щ}} = \lambda_0 H_{щ} \frac{w_{0щ}^2}{2} \rho', \quad (\Gamma.24)$$

де  $w_{0щ}$  – швидкість води в кільцевій щілині:

$$w_{0щ} = w_0 \frac{0,785 \cdot n d_{вн}^2}{F_{щ}} \quad (\Gamma.25)$$

$$F_{щ} = 0,785 (D_{вк}^2 - D_{зс}^2), \quad (\Gamma.26)$$

де  $F_{щ}$  – площа перетину кільцевої щілини;  $D_{вк}$  – внутрішній діаметр корпусу випарника, м;  $D_{зс}$  – зовнішній діаметр корпусу секції нагрівання, м;  $H_{щ}$  – висота кільцевої щілини, м;  $\lambda_0$  – вибирається за еквівалентним діаметром щілини та визначається по формулі:

$$D_e = \frac{4F_{щ}}{u}, \quad (\Gamma.27)$$

де  $u$  – змочений периметр кільцевої щілини:

$$u = \pi (D_{вк} + D_{зс}) \quad (\Gamma.28)$$

– втрати тиску на вході та виході з щілини

$$\Delta p'_{вхв} = (\xi_{вх} + \xi_{вых}) \frac{w_{0щ}^2}{2} \rho', \quad (\Gamma.29)$$

де:  $\xi_{вх} = 0,5$ ;  $\xi_{вых} = 1,0$ .



Для визначення швидкості циркуляції  $w_0$  вводимо значення (для випарника можна прийняти (1,0 – 2,4) м/с) і розрахуємо значення лівої й правої частини рівняння (Г.16).

Значення  $w_0$  знаходиться графічно в результаті перетинання двох кривих, побудованих залежно від  $w_0$ .

Таким чином кратність циркуляції визначається:

$$k_u = \frac{w_0}{D_{e1}} 0,785 \cdot d_{en}^2 \cdot n \cdot \rho' \quad (\text{Г.30})$$

У вертикальних випарниках  $k_u$  кратність циркуляції становить (80 – 180).

## Додаток Д.

### Приклад розрахунку на міцність елементів випарника.

Таблиця Д.1 Номінальна допустима напруга  $\sigma_{don}^*$ , МПа [17]

Марка сталі	Розрахункова температура стінки, °С								
	200	250	275	300	320	340	360	380	400
Ст.2	127	107	101,0	96,0	-	-	-	-	-
Ст.10	127,0	110,0	104,0	98,0	93,0	88,0	83,0	79,3	75,5
Ст.3	137,0	117,6	111,7	106	-	-	-	-	-
Ст.20,20к	144,0	129,3	123,3	116,5	111,8	106,8	101,0	95,0	90,0
Ст.25	161,7	144,0	137,0	129,2	122,5	116,5	110,0	104,0	98,0
Ст.22к	166,6	147,0	143,0	137,2	133,2	127,3	-	-	-
16ГС(ЗН)	166,6	142,0	137,2	131,2	127,3	122,5	117,6	112,8	108,0
10Г2С1(МК)	173,3	160,8	156,8	150,0	145,0	138,1	132,2	125,3	117,6
15ГС	181,2	161,8	157,8	150,0	142,0	134,1	126,5	118,5	110,7
16ГНМ	196,0	181,2	180,3	178,5	177,3	176,3	168,5	-	-

Примітки: 1. Розрахункова температура стінки приймається рівною:

а) для труб поверхонь нагрівання – отриманій за відповідними формулами з теплового розрахунку теплообмінника;

б) для інших елементів – при максимальній (розрахунковій) температурі теплоносія.

2. Розрахункова температура стінки корпуса регенеративного підігрівача при наявності пароохолодника, що не перевищує 300° С.

Таблиця Д.2 Допуск по товщині стінки [17,18]

Найбільший мінусовий допуск по товщині стінки, %	15	12,5	10	5	0
<b>A</b>	0,18	0,14	0,11	0,005	-
<b>A<sub>I</sub></b>	<b><u>0,20</u></b> <b><u>0,18</u></b>	<b><u>0,17</u></b> <b><u>0,15</u></b>	<b><u>0,15</u></b> <b><u>0,12</u></b>	<b><u>0,10</u></b> <b><u>0,06</u></b>	<b><u>0,08</u></b> <b><u>0,03</u></b>

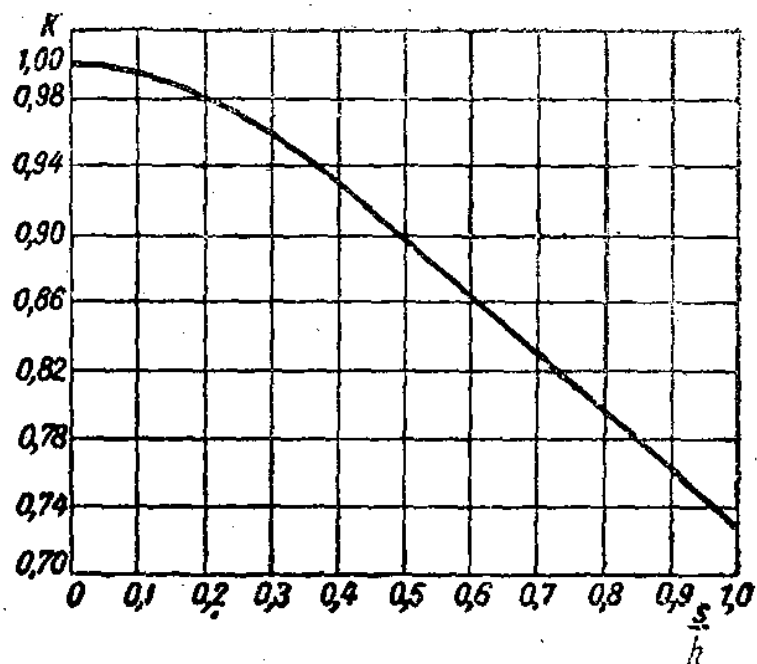


Рис. Д.1. Графік залежності  $K = f\left(\frac{s}{h}\right)$  до формули (4.7).

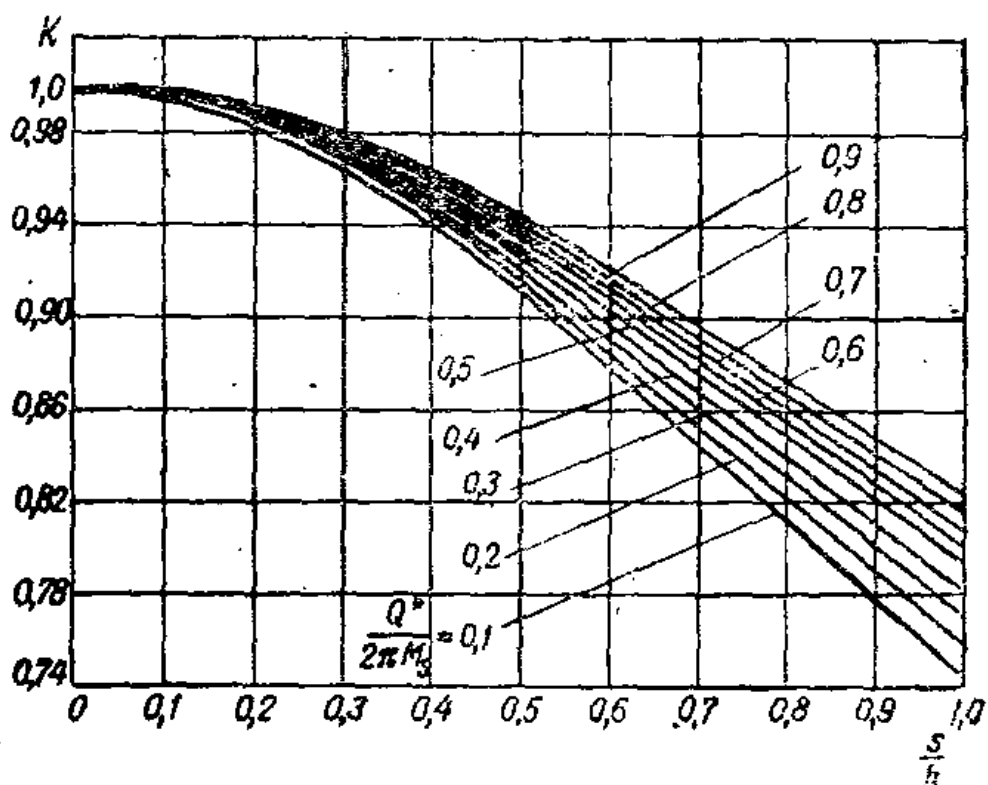


Рис. Д.2. Графік залежності  $K = f\left(\frac{s}{h}, \frac{Q^*}{2\pi M_s}\right)$  до формули (4.8).

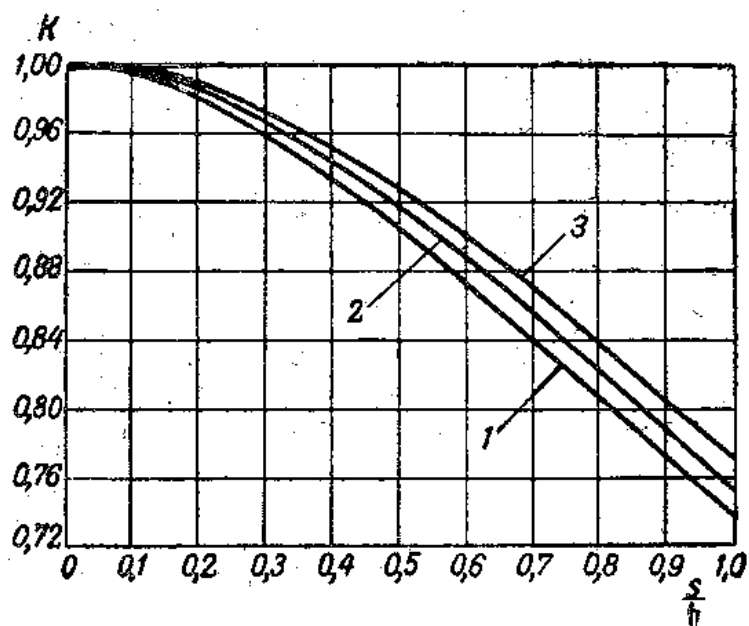


Рис. Д.3. Графік залежності  $K = f\left(\frac{s}{h}, \frac{n_c Q}{2\pi M_s}\right)$  до формули (4.9):

$$1 - \frac{n_c Q}{2\pi M_s} = 0,3 - 1,2; \quad 2 - \frac{n_c Q^*}{2\pi M_s} = 1,3 - 2,0; \quad 3 - \frac{n_c Q^*}{2\pi M_s} > 2,0.$$

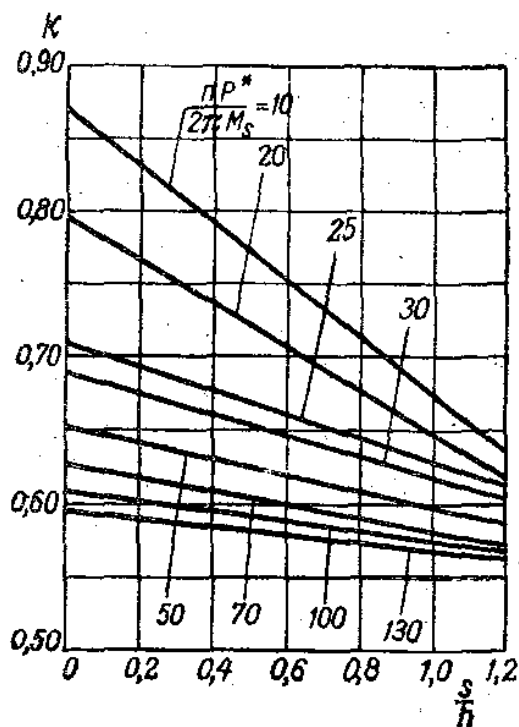


Рис. Д.4. Графік залежності  $K = f\left(\frac{s}{h}, \frac{n P}{2\pi M_s}\right)$  до формул (4.21) і (4.22).

Таблиця Д.3. Коефіцієнт  $m$  і попередній питомий тиск  $q_n$  на прокладку в залежності від матеріалу.

Матеріал прокладки	$q_n$ , МПа	$m$
Твердий резиновий лист	5	0,75
Тверда резина прошита тканиною	7	111
Параніт	15	2,0
Пресований азбест	31	2,5
М'який алюміній	69	4,0
М'яка мідь, морська латунь	98	4,75
Маловуглецева сталь	123	5,5
Сталі 1X13 и ЭИ496	147	6,0

### Д.1. Пример расчёта на прочность элементов испарителя

У якості вихідних даних використовуються результати, отримані в прикладі розрахунку до розділу 3 (додаток Г).

#### 1. Розрахунок корпусу випарника.

Дані для розрахунку: розрахунковий тиск у корпусі  $p = 0,96$  МПа; внутрішній номінальний діаметр корпусу  $D_e = 2794$  мм; матеріал корпусу – Ст. 3;  $\sigma_{don}^* = 117,6$  МПа;  $\varphi = 0,95$ ;  $\eta = 1,0$ .

Товщина стінки корпусу згідно (4.1а):

$$s = \frac{0,96 \cdot 10^6 \cdot 2,794}{(2 \cdot 0,95 \cdot 117,6 - 0,96) \cdot 10^6} = 0,0121 \text{ м}$$

При  $C = 1$  мм, після округлення до найближчого більшого розміру остаточно одержуємо  $s = 14$  мм.

#### 2. Розрахунок нижнього та верхнього днища.

Дані для розрахунку нижнього днища. Внутрішній діаметр днища  $D_e = 2794$  мм; діаметр центрально розташованого отвору в днищі  $d = 467$  мм; висота опуклої частини днища  $h_e = 724$  мм; матеріал днища Ст. 3,  $\sigma_{don}^* = 117,6$  МПа;  $\eta = 1,05$ .

Прийняв, що отвір у днищі є неукріпленим і, задаючись попередньо  $s = 22$  мм, а  $C = 1$  мм, визначимо величину коефіцієнта  $z$ .

$$\text{Комплекс} \quad \frac{d}{\sqrt{D_e(s-C)}} = \frac{0,467}{\sqrt{2,794(0,022-0,001)}} = 1,93,$$

$$\text{тоді } z = \frac{2}{1,25 \cdot 1,93 + 1,5} = 0,51$$

На підставі (4.5) маємо:

$$s - C = \frac{0,96 \cdot 10^6 \cdot 2,794}{(4 \cdot 0,51 \cdot 1,05 \cdot 117,6 - 0,96) \cdot 10^6} \cdot \frac{2,794}{2 \cdot 0,724} = 0,0205 \text{ м}$$

Тоді  $C = 0,05 \cdot 0,0205 = 0,001$  м, а  $s = 21,5$  мм.

З обрахунком найбільш можливого мінусового допуску по товщині листа, а також окалиноутворення й стоншення стінки при штампуванні днища приймаємо відповідно до норм  $s = 24$  мм [17]. Робочі умови більш сприятливі для верхнього днища, тому конструктивні характеристики його приймаємо такі ж, як і для нижнього.

### 3. Розрахунок корпусу секції нагрівання.

Дані для розрахунку: тиск  $p = 1,32$  МПа, внутрішній номінальний діаметр корпусу  $D_e = 2380$  мм; максимальна розрахункова температура  $t = 300^0$  С, матеріал корпусу Ст. 3,  $\sigma_{дон}^* = 106$  МПа;  $\eta = 1,0$ ;  $\varphi = 0,85$ .

Товщина стінки розраховується за формулою (4.1а):

$$s = \frac{1,32 \cdot 10^6 \cdot 2,38}{(2 \cdot 0,85 \cdot 106 - 1,32) \cdot 10^6} = 0,0176 \text{ м},$$

при  $C = 1,0$  мм, то  $s = 18,6$  мм.

З огляду на жорсткість конструкції секції нагрівання і можливість виникнення додаткових термічних напруг у корпусі остаточно приймаємо  $s = 22$  мм [17].

### 4. Розрахунок трубних дошок.

Вихідні дані для розрахунку: трубна дошка – тиск  $p = 1,32$  МПа; температура  $t = 300^0$  С; матеріал Ст. 3;  $\sigma_{дон}^* = 106$  МПа;  $\sigma_{дон} = 0,85 \times 106 = 90$  МПа; діаметр дошки

$D = 2380$  мм; діаметр отворів у трубній дошці  $d = 40$  мм; розбивка отворів — трикутна із кроком  $t = 50$  мм. Кількість трубок  $n = 1440$ ;  $\varnothing 38 \times 2,5$  мм; розрахункова довжина  $L = 3500$  мм; матеріал Ст. 120; розрахункова температура  $t = 250^0$  С;  $\sigma_{don} = \sigma_{don}^* = 129,3$  МПа.

Трубні дошки приварені до циліндричного корпусу по всьому периметрі швом, катет якого дорівнює повній товщині трубної дошки.

Додаткові дані:

Площа поперечного перетину корпусу секції нагрівання:

$$F_k = \pi(D_a + s_k)s_k = 0,166 \text{ м}^2$$

Площа поперечного перетину трубки по товщині стінки 2,5 мм:

$$f_m = \pi(0,0380 - 0,0025) \cdot 0,0025 = 279 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

Сумарна поверхня поперечного перетину всіх трубок:

$$F_m = 279 \cdot 10^{-6} \cdot 1440 = 0,402 \text{ м}^2$$

Площа поперечного перетину трубки по зовнішньому діаметру:

$$f_z = 0,785 \cdot 0,038^2 = 0,00113 \text{ м}^2$$

Момент інерції поперечного перетину трубки:

$$I = \frac{\pi}{64} (0,038^4 - 0,033^4) = 44100 \cdot 10^{-12} \text{ м}^4$$

Модуль пружності матеріалу трубок:

$$E_m = E_k = 0,2 \cdot 10^{12} \text{ Па.}$$

Далі відповідно даних теплового розрахунку (додаток Г):

$$\Delta t_1 = (1,55 q_z - 4,9) \cdot 10^{-4} = 5,3^0 \text{ С,}$$

тоді

$$t_1 = t - \Delta t_1 = 192,5 - 5,3 = 187,2^0 \text{ С.}$$

Температура стінки корпусу приймається:

$$t_k = t_{e1}'' = 178,2^0 \text{ С.}$$

Звідси

$$\alpha_m = (11,188 - 0,00526 \cdot 187,2) \cdot 10^{-6} = 12,173 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K};$$

$$\alpha_k = (11,188 - 0,00526 \cdot 178,2) \cdot 10^{-6} = 12,125 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}.$$

За формулою (4.15) визначаємо

$$Q_m = \frac{(12,173 \cdot 187,2 - 12,125 \cdot 178,2) \cdot 10^{-6} \cdot 0,2 \cdot 10^{12} \cdot 0,402 \cdot 0,2 \cdot 10^{12} \cdot 0,166}{(0,402 + 0,166) \cdot 0,2 \cdot 10^{12}} = 2770 \text{ кН}$$

При  $t_m > t_k$ , на трубки діє зусилля стиску. Відповідно до (4.11) визначаємо:

$$\text{а) } P_c^* = \frac{4\pi^2 \cdot 0,2 \cdot 10^{12} \cdot 44100 \cdot 10^{-12}}{3,5^2} = 28,4 \text{ кН};$$

$$\text{б) } P_c^* = 1,5 \cdot 1,293 \cdot 10^6 \cdot 279 \cdot 10^{-6} = 54,1 \text{ кН};$$

$$\text{в) } P_c^* = 1,225 \cdot 10^6 \cdot 38 \cdot 10^{-3} = 46,5 \text{ кН}.$$

Отже, маємо:

$$P_{c \min}^* = 28,4 \text{ кН};$$

$$\frac{Q_m}{n} = \frac{2770}{1440} = 1,92 < 28,4 \text{ кН}$$

По формулі (4.16) визначаємо:

$$p^t = \frac{4 \cdot 2770 \cdot 10^3}{\pi \cdot 2,38^2} = 0,623 \text{ МПа}$$

Зусилля, що виникає від дії робочого тиску в міжтрубному просторі, визначимо за (4.19а):

$$p^p = 1,32 \cdot 10^6 \left( 1 - 1,27 \frac{1440 \cdot 0,00113}{2,38^2} \right) \frac{\pi}{4} \cdot 2,38^2 = 3,72 \cdot 10^6 \text{ Н}.$$

Отже, зусилля, яке сприймається трубками і обумовлене залежністю (4.18)

$$P_m = \frac{3,72 \cdot 10^6}{1 + \frac{0,166 \cdot 0,2 \cdot 10^{12}}{0,402 \cdot 0,2 \cdot 10^2}} = 2,63 \cdot 10^6 \text{ Н}.$$

По формулі (4.17) визначаємо розподілений тиск:



$$p^p = \frac{4 \cdot 2,63 \cdot 10^6}{\pi \cdot 2,38^2} = 0,591 \text{ МПа}$$

і на підставі (4.20а) маємо

$$p_m = 0,623 - 0,591 = 0,032 \text{ МПа.}$$

Згідно (4.12) граничне розтяжне зусилля для трубки дорівнює:

$$\text{а) } P_0^* = 1,5 \cdot 1,293 \cdot 10^6 \cdot 279 \cdot 10^{-6} = 54,1 \cdot 10^3 \text{ кН;}$$

$$\text{б) } P_0^* = 1,225 \cdot 10^6 \cdot 38 \cdot 10^{-3} = 46,5 \cdot 10^3 \text{ Н;}$$

У розрахунку приймаємо  $P_{0\min}^* = 46,5 \cdot 10^3 \text{ Н}$ . Тоді допустимий розподілений протитиск  $p_0$  по площі дощок від трубок, що розтягуються, визначається:

$$p_0 = 0,77 \frac{46,5 \cdot 10^3 \cdot 1440}{2,38^2} = 9,1 \text{ МПа.}$$

Оскільки  $9,1 > 1,32$ , у розрахунку приймаємо  $p_0 = 1,32 \text{ МПа}$ , тоді

$$p_0' = 1,32 + 0,032 = 1,352 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт міцності трубної дошки

$$\varphi = 0,935 - 0,65 \frac{40}{50} = 0,415$$

Приймаючи попередньо товщину трубної дошки  $h = 40 \text{ мм}$ , визначаємо її граничний момент

$$M_s = 0,27 \varphi \sigma_m h^2 = 0,27 \cdot 0,415 \cdot 1,5 \cdot 10^6 \cdot 16 \cdot 10^{-4} = 28500 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{м}}$$

Тоді параметри

$$\frac{P_{0\min}^* \cdot n}{2\pi M_s} = \frac{46,5 \cdot 10^3 \cdot 1440}{2\pi \cdot 28500} = 374$$

$$\frac{s}{h} = \frac{22}{40} = 0,55$$

За графіком (рис. Д.4) визначаємо  $K = 0,57$ .

Товщину трубної дошки оцінюємо по формулі (4.21):

$$h = 0,393 \cdot 0,57 \cdot 2,38 \sqrt{\frac{10^6}{0,415 \cdot 90 \cdot 10^6} \left[ 1,32 \left( 1 - 1,27 \frac{1440 \cdot 0,00113}{2,38^2} \right) + 0,032 - \frac{1,352}{2} \right]} = 0,0386 \text{ м.}$$

Розбіжність між попередньо прийнятою товщиною дошки й отриманою в розрахунку досягає:

$$\frac{40 - 38,6}{40} \cdot 100 = 3,5 \%$$

По сортаменті сталевго листа остаточно приймаємо  $h = 40$  мм.

З умови надійності вальцювання трубок мінімальна товщина трубної дошки повинна становити не менш

$$h_{\min} = 5 + 0,125 \cdot 40 = 10 \text{ мм.}$$

Таким чином, зусилля від тиску робочого середовища, сприймане корпусом секції нагрівання (ф-ла 4.25) складає:

$$P_{\kappa} = \frac{3,72 \cdot 10^6}{1 + \frac{0,402 \cdot 0,2 \cdot 10^{12}}{0,166 \cdot 0,2 \cdot 10^2}} = 1,09 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Повне осьове зусилля в корпусі (зусилля розтягнення) дорівнює:

$$P = Q_m + P_{\kappa} = (2,77 + 1,09) \cdot 10^6 = 3,86 \cdot 10^6 \text{ Н,}$$

тоді напруга в корпусі в осьовому напрямку становить

$$\sigma_{\kappa} = \frac{38,6 \cdot 10^6}{0,166} = 23,2 < 106 \text{ МПа}$$

Розрахунок закінчено.

## Список використаної та рекомендованої літератури

1. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС. Учеб. Пособие для ВУЗов.-М.: Энергоатомиздат, 1988. - 288 с.
2. Тепловые и атомные электростанции: Справочник / Под общ. ред. А.В. Клименко и В.М. Зорина. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Издательство МЭИ, 2003 — 648 с.
3. Вспомогательное оборудование тепловых электростанций: Учебное пособие для вузов / Л. А. Рихтер, Д. П. Елизаров, В. М. Лавыгин. — М.: Энергоатомиздат, 1987, — 216 с.
4. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок: Учеб. пособие для вузов/ А. М. Бакластов, В. А. Горбенко, П. Г. Удыма; Под ред. А. М. Бакластова.— М.: Энергоиздат, 1981. — 336 с.
5. Берман С. С. Расчет теплообменные аппаратов. М-Л, изд-во «Госэнергоиздат», 1962 – 240 с.
6. Подогреватели высокого давления турбоустановок ТЭС и АЭС/ В.М. Марушкин, С.С. Иващенко, Б.Ф. Вакуленко. - М.: Энергоатомиздат, 1985. - 136 с.
7. Ильченко О. Т. Тепло- и массообменные аппараты ТЭС и АЭС: Учеб. пособие.— К.: Вища школа, 1992.— 207 с.
8. Левин Б. И., Шубин Е. П., Теплообменные аппараты систем теплоснабжения, изд-во «Энергия», 1965.
9. Кичигин М. А., Костенко Г. Н., Теплообменные аппараты и выпарные установки, Госэнергоиздат, 1955.
10. Чернобыльский И. И. Выпарные установки. «Вища школа», 1970, 244 стр.
11. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С, Теплопередача, изд-во «Энергия», 1965.
12. Михеев М. А., Основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1956.
13. Кулинченко В. Р. Справочник по теплообменным расчетам.— К.: Тэхніка, 1990.— 165 с.
14. Идельчик И. Е., Справочник по гидравлическим сопротивлениям, Госэнергоиздат, 1960.
15. Вукалович М. П., Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара, изд-во «Энергия», 1969.
16. СОУ-Н ЕЕ 40.1-00100227-101:2014 Норми технологічного проектування енергетичних систем і електричних мереж 35 кВ і вище. 2014 р.
17. Нормы расчета элементов паровых котлов на прочность, изд-во «Недра», 1966.
18. Расчет трубных досок теплообменных аппаратов на прочность, изд-во ЦКТИ, 1965, выпуск 12.
19. Лезин В. И., Методика расчета естественной циркуляции в парогенераторах, изд-во МЭИ, 1971. .